



Optimisation énergétique de data centers par utilisation de liquides pour le refroidissement des baies informatiques

Fabien Douchet

► To cite this version:

Fabien Douchet. Optimisation énergétique de data centers par utilisation de liquides pour le refroidissement des baies informatiques. Energie électrique. Université de Bretagne Sud, 2015. Français. NNT : 2015LORIS386 . tel-01325363

HAL Id: tel-01325363

<https://theses.hal.science/tel-01325363>

Submitted on 2 Jun 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



THESE / UNIVERSITE DE BRETAGNE-SUD
sous le sceau de l'Université européenne de Bretagne
pour obtenir le titre de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE BRETAGNE-SUD
Mention : Sciences pour l'ingénieur
Ecole doctorale SICMA

présentée par

Fabien DOUCHET

Préparée au LIMATB
Laboratoire d'Ingénierie de MaTériaux de Bretagne
N° d'ordre : 386

Optimisation énergétique de data centers par utilisation de liquides pour le refroidissement des baies informatiques

Thèse soutenue le 17/12/2015
devant le jury composé de :

Rapporteurs

M. Yves LE GUER

Maître de conférence HDR, Université de Pau

M. François LANZETTA

Professeur des universités, Université de Franche-Comté

Examineurs

M. Phillipe MARTY

Professeur des universités, Université de Grenoble

M. Hervé NOËL

Maître de conférence, Université de Bretagne Sud

Directeur de thèse

M. Patrick GLOUANNEC

Professeur des universités, Université de Bretagne Sud

Co-encadrant de thèse

M. David NORTERSHAUSER

Docteur Orange Labs

Membre invité

M. Stéphane LE MASSON

Docteur Orange Labs

**Ce que l'on fait dans sa vie résonne dans
l'éternité.**

— *Maximus Decimus Meridius*

Remerciements

J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur de thèse, Patrick GLOUANNEC, pour m'avoir suivi avec un professionnalisme à toute épreuve tout au long de ce travail de recherche. De plus, sa relecture finale méticuleuse de chacun des chapitres m'a sans aucun doute permis de mieux mettre en valeur les différents travaux que j'ai pu menés.

Étant inscrit dans le programme d'une thèse CIFRE, je tiens également à remercier chaleureusement mon encadrant au sein d'Orange Labs, David NORTERSHAUSER, pour son immense partage de connaissances et son aide très appréciée. Ce fût un réel plaisir de travailler avec une personne avec qui il m'a été permis de nouer une certaine complicité durant ces trois années.

Ayant fait partie intégrante de l'équipe REE d'Orange Labs (Research on Energy and Environment), je peux que souligner la gratitude que j'éprouve envers chacune des collègues que je cite maintenant : Jacky GAUTIER, Gwenaëlle DELSART, Gilles NEGRE-AUSTRUY, Olivier FOUCAULT, Alain PERAUDEAU et Michel CRENN. Je tiens également à remercier spécialement mon manager Stéphane LE MASSON pour son encadrement et ses conseils, mais aussi un fier représentant de la Mayenne, Alain RINGNET, pour ses nombreuses anecdotes et sa sympathie. Je tiens à adresser une mention spéciale à Philippe LEVASSEUR, pour son immense aide technique sur la fabrication de prototypes et son extrême gentillesse.

Bien que les travaux de thèse sont généralement synonymes de solitude, il est important de pouvoir se changer les idées en discutant avec ses camarades doctorants et alternants. C'est pourquoi je voudrais remercier Wafae BAKKALI, Florian OLIVEAU, Yazid KACED, Serge Romaric TEMBO MOUAF et Audrey SEDJRO pour leur sympathie de tous les jours. Je voudrais également adresser mes remerciements aux différents stagiaires que j'ai pu encadrer et qui m'ont apporté leur aide sur mes travaux de thèse : Nicolas BROUANT, Yacine NOURI, Ahlem ATMANI et Ilhem HASSANINE.

Je tiens également à mentionner les personnes qui m'ont soutenu dans la vie de tous les jours, à savoir en premier lieu ma moitié bien aimée, Alexandra. Ma famille est aussi très chère à mes yeux, c'est pourquoi je remercie de tout cœur mes parents, Christian et Martine, et mon petit frère, Jérémy.

J'exprime tous mes remerciements à l'ensemble des membres de mon jury : Messieurs Yves LE GUER, François LANZETTA, Philippe MARTY et Hervé NOËL.

Pour finir, je tiens à remercier sincèrement les différentes personnes qui m'ont aidé durant ma thèse, de près comme de loin, qui n'auraient pas été citées précédemment.

Table des matières

Introduction	1
1 Etat de l'art	3
1.1 Les data centers	4
1.1.1 Descriptif	4
1.1.2 Bilan et enjeux énergétiques	7
1.2 Climatisation des data centers	11
1.2.1 Production de froid	11
1.2.2 Free cooling	12
1.2.3 Influence de l'enveloppe du bâtiment	13
1.2.4 Analyse critique	16
1.3 Vers le refroidissement liquide	16
1.3.1 Modes de refroidissement	17
1.3.2 Refroidissement monophasique	19
1.3.3 Refroidissement diphasique	22
1.3.4 Potentiels de réutilisation de la chaleur	27
1.4 Conclusion	29
2 Refroidissement d'une baie par un échangeur air/eau	30
2.1 Description du dispositif expérimental	31
2.1.1 Equipements informatiques	31
2.1.2 Instrumentation de la baie	32
2.1.3 Configurations étudiées	34
2.2 Résultats et discussions	36
2.2.1 Refroidissement à air sans échangeur	36
2.2.2 Refroidissement à air avec échangeur	40
2.3 Simulations numériques	45
2.3.1 Modélisation de la baie et de l'échangeur	45
2.3.2 Identification des paramètres	48
2.3.3 Comparaisons expériences/simulations	53
2.3.4 Etude de sensibilité	55
2.4 Conclusion	57
3 Refroidissement de serveurs par plaques froides	58
3.1 Description du dispositif expérimental	59
3.1.1 Conception des plaques froides	59
3.1.2 Adaptation de la baie	60
3.1.3 Instrumentation	61
3.2 Résultats expérimentaux	62
3.2.1 Etude préliminaire	62
3.2.2 Mesures en régime transitoire	65

3.2.3	Relevés en régime stationnaire et bilan énergétique	67
3.3	Simulations numériques	70
3.3.1	Modélisation d'un serveur et d'une plaque froide	70
3.3.2	Identification des paramètres	73
3.3.3	Comparaisons expériences/simulations	76
3.3.4	Etude de sensibilité	78
3.4	Conclusion	79
4	Perspectives sur le refroidissement liquide	80
4.1	Immersion dans un bain d'huile	81
4.1.1	Dispositif expérimental	81
4.1.2	Résultats expérimentaux	84
4.2	Immersion dans un fluide à changement de phase	88
4.2.1	Dispositif expérimental	89
4.2.2	Séquences de mesures	91
4.3	Bilan comparatif des différents modes de refroidissement	97
4.3.1	Récapitulatif global	97
4.3.2	Etude technico-économique	98
4.4	Conclusion	100
	Conclusion générale	102
	Annexes	104
A.1	Indicateurs d'efficacité énergétique complémentaires	104
A.2	Serveur informatique avec dissipateurs thermiques	105
A.3	Simulations de panne du système de refroidissement	105
A.4	Détail des matrices des modèles numériques de la baie et de l'échangeur	109
A.5	Détail des matrices du modèle numérique "plaque froide-serveur"	110
A.6	Propriétés thermiques des fluides diélectriques	111
A.7	Visualisation des bulles lors du refroidissement diphasique	114
A.8	Tableau comparatif des différents modes de refroidissement	115
A.9	Données pour le calcul du retour sur investissement	117
	Références	118

Liste des figures

1.1	Architecture globale d'un data center	4
1.2	Disposition de baies informatiques en allées chaudes/allées froides	5
1.3	Confinement des allées froides et des allées chaudes	6
1.4	Diagramme des normes des plages climatiques des équipements électroniques	6
1.5	Schéma de production de froid dans un data center	7
1.6	Prédictions de l'évolution des puissances consommées par les data centers	8
1.7	"Tailles" et classes de l'indicateur d'efficacité énergétique DCEM	9
1.8	Répartition moyenne de la consommation d'un data center	10
1.9	Cycle frigorifique monoétagé d'Evans-Perkins	12
1.10	Free cooling à air direct	13
1.11	Exemple d'un data center en container	14
1.12	Représentation des circuits d'air interne et externe en fonction de la température extérieure	15
1.13	Transferts thermiques à l'échelle d'un composant électronique	17
1.14	Rayonnement thermique entre deux surfaces	19
1.15	Divers types d'échangeurs tubulaires	19
1.16	Echangeur de chaleur IBM pour baie informatique	20
1.17	Aquasar : IBM Bladecenter QS22	21
1.18	Refroidissement par immersion dans de l'huile minérale	22
1.19	Schéma de principe d'un caloduc	23
1.20	Différentes formes de caloducs pour le refroidissement de composants	24
1.21	Schéma de principe d'une boucle diphasique gravitaire	24
1.22	Schéma de principe d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire	25
1.23	Boucles diphasiques dédiées au refroidissement de composants	26
1.24	Refroidissement liquide par ébullition	26
1.25	Systèmes d'immersion pour serveurs avec du 3M Novec	27
1.26	Exemples de systèmes de récupération de l'énergie	28
1.27	Valeur économique de chaleur pour différents procédés de refroidissement	28
2.1	Baie équipée des serveurs	31
2.2	Identification des principaux composants d'un serveur	32
2.3	Emplacement des thermocouples dans un serveur instrumenté	33
2.4	Schéma du dispositif expérimental sans échangeur	34
2.5	Schéma du dispositif expérimental avec échangeur	35
2.6	Disposition des thermocouples en entrée et sortie d'échangeur	35
2.7	Débits d'air mesuré en fonction de la température d'air en entrée (baie et serveur)	37
2.8	Températures des composants en fonction de la puissance dissipée et de la température d'air en entrée	38
2.9	Evolution spatiale des températures dans les serveurs	38
2.10	Bilans électrique et thermique de la baie sans échangeur	39
2.11	Débit d'air en fonction de la température d'entrée de la baie avec échangeur	40

2.12	Températures des composants en fonction de la puissance dissipée et de la température d'air en entrée	41
2.13	Évolution des températures d'air dans les serveurs en fonction de la température d'air en entrée et de la puissance (avec échangeur)	42
2.14	Bilans électrique et thermique de la baie avec échangeur	44
2.15	Schéma du modèle nodal de la baie	46
2.16	Schéma du modèle nodal de l'échangeur	47
2.17	Schéma de principe de la procédure d'identification	48
2.18	Séquence d'identification : variations des paramètres opératoires	49
2.19	Séquence d'identification : évolutions des températures des serveurs	49
2.20	Séquence d'identification : évolutions des températures de l'échangeur	50
2.21	Variations des conductances de la baie en fonction des paramètres opératoires	50
2.22	Variations des conductances de l'échangeur en fonction des paramètres opératoires	51
2.23	Identification : comparaison expérimental/numérique du modèle de la baie	53
2.24	Identification : comparaison expérimental/numérique du modèle de l'échangeur	53
2.25	Séquence de validation : paramètres opératoires	54
2.26	Validation du modèle de la baie	54
2.27	Validation du modèle de l'échangeur	55
2.28	Sensibilité des températures du modèle de la baie aux variations des conductances thermiques	56
2.29	Sensibilité des températures du modèle de l'échangeur aux variations des conductances thermiques	57
3.1	Description des échanges thermiques lors du refroidissement par plaques froides	59
3.2	Description des plaques froides	60
3.3	Schéma global de l'installation	61
3.4	Placement global des thermocouples dans un serveur et une plaque froide	62
3.5	Evolution de la température de la RAM et de la consommation des ventilateurs en fonction du débit d'air ($T_a^{entrée} \simeq 25^\circ\text{C}$)	63
3.6	Influence du débit d'air sur les composants refroidis par contact en fonction de la puissance ($T_a^{entrée} \simeq 25^\circ\text{C}$)	64
3.7	Evolution des températures d'air le long des serveurs en fonction du débit d'air et de la puissance	64
3.8	Variations des paramètres opératoires au cours du temps	65
3.9	Profils de températures des faces externes des plaques froides et des boîtiers des serveurs au cours du temps	66
3.10	Profils des températures des composants et de la plaque froide en fonction du temps	67
3.11	Influence du débit d'eau sur les composants refroidis par contact en fonction de la puissance ($T_a^{entrée} \simeq 30^\circ\text{C}$)	67
3.12	Evolution des gradients de températures sous les composants	68
3.13	Evolution des températures d'air le long des serveurs en fonction du débit d'eau et de la puissance	68
3.14	Puissance thermique cédée à l'eau et à l'air en fonction du débit d'eau et de la puissance électrique consommée ($T_a^{entrée} \simeq 30^\circ\text{C}$)	69
3.15	Schéma du modèle nodal d'un serveur et d'une plaque froide	72
3.16	Séquences d'identification : variations des paramètres opératoires	73
3.17	Séquences d'identification : évolutions des températures du système	73

3.18 Séquences d'identification : validation des températures du système	76
3.19 Séquences de validation : paramètres opératoires	77
3.20 Séquence de validation : comparaison des températures	77
3.21 Sensibilité des températures du modèle "plaque froide-serveur"	78
4.1 Banc d'essai du refroidissement par immersion (huile minérale)	81
4.2 Instrumentation des serveurs immergés dans l'huile minérale	82
4.3 Estimations des coefficients d'échanges convectifs pour différents fluides	83
4.4 Immersion dans l'huile : paramètres opératoires à 40°C	84
4.5 Profils de températures des serveurs (huile, 40°C)	85
4.6 Immersion dans l'huile : paramètres opératoires à 30°C	86
4.7 Profils de températures des serveurs (huile, 30°C)	87
4.8 Courbe d'ébullition libre et des différents régimes observés en fonction de la surchauffe de la paroi et du flux	88
4.9 Schéma du dispositif expérimental	90
4.10 Photographies de l'installation du refroidissement diphasique et instrumenta- tion des serveurs	90
4.11 Refroidissement diphasique : paramètres opératoires pour un serveur	92
4.12 Evolution des températures d'un serveur et du condenseur en fonction du temps	93
4.13 Evolution des températures des phases vapeur/liquide et de la pression relative au cours du temps	93
4.14 Estimation des flux thermiques et de la puissance électrique consommée au cours du temps	94
4.15 Refroidissement diphasique : paramètres opératoires avec sept serveurs	95
4.16 Evolution des températures des serveurs en fonction du temps	95
4.17 Evolution des températures des phases vapeur/liquide	95
4.18 Comparaison de la puissance électrique consommée et de la puissance ther- mique cédée au condenseur	96
4.19 Coûts annuels estimés des différents systèmes de refroidissement en fonction des années de fonctionnement	100
A.1 Serveur informatique avec dissipateurs thermiques	105
A.2 Simulation de panne du refroidissement sans échangeur air/eau	106
A.3 Simulation de panne du refroidissement avec échangeur air/eau	107
A.4 Simulation de panne du refroidissement avec plaques froides à P_{MIN}	108
A.5 Simulation de panne du refroidissement avec plaques froides à P_{MAX}	108
A.6 Masse volumique en fonction de la température	111
A.7 Chaleur spécifique en fonction de la température	112
A.8 Conductivité thermique en fonction de la température	112
A.9 Viscosité cinématique en fonction de la température	113
A.10 Visualisation des bulles lors du refroidissement diphasique	114
A.11 Visualisation des bulles lors du refroidissement diphasique (ancienne configu- ration)	115
A.12 Tableau comparatif des différents modes de refroidissement	116
A.13 Détail des données utilisées pour le calcul du retour sur investissement	117

Liste des tableaux

1.1	Comparaison des performances énergétiques entre processeurs Intel et ARM .	10
1.2	Propriétés thermo-physique de l'air et l'eau à 20°C	16
1.3	Ordres de grandeurs de la conductivité thermique pour différents matériaux . .	17
1.4	Ordres de grandeur du coefficient d'échange convectif	18
2.1	Principales dimensions du dispositif expérimental	31
2.2	Principaux composants d'un serveur	32
2.3	Capteurs et leurs incertitudes de mesures	34
2.4	Incertitudes de mesures pour le débit d'eau	36
2.5	Températures et humidité relative moyennes (sans échangeur)	39
2.6	Températures, humidité relative et efficacités moyennes	43
2.7	Calcul de l'efficacité énergétique du refroidissement de la baie avec échangeur	45
2.8	Expressions des conductances du modèle de la baie	51
2.9	Identification des capacités thermiques pour le modèle de la baie	52
2.10	Identification des capacités thermiques pour le modèle de l'échangeur	52
3.1	Valeurs des températures maximales recommandées des composants	65
3.2	Consommation électrique détaillée du refroidissement par plaques froides . .	70
3.3	Valeurs initiales pour l'identification des conductances thermiques	74
3.4	Résultats de l'identification des conductances thermiques équivalentes	74
3.5	Identification des capacités thermiques pour le modèle d'un serveur et d'une plaque froide	75
4.1	Efficacité énergétique du refroidissement par immersion dans de l'huile	87
4.2	Bilans énergétiques du refroidissement par immersion (diphasique)	96
4.3	Efficacités énergétiques des différents modes de refroidissement étudiés	98
A.1	Valeurs du CEF en fonction de l'implantation des centrales de production élec- trique (Etats-Unis)	105
A.2	Panne du refroidissement sans échangeur air/eau : durée critique avant arrêt des serveurs	106
A.3	Panne du refroidissement avec échangeur air/eau : durée critique avant arrêt des serveurs	107

Nomenclature

C_p	Chaleur spécifique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection ..	$W.m^{-2}.K^{-1}$
HR	Humidité relative	%
L	Longueur caractéristique	m
L_v	Chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt	ϕ
p	Pression	Pa
P	Puissance	W
q_m	Débit massique	$kg.s^{-1}$
q_v	Débit volumique	$m^3.s^{-1}$
Ra	Nombre de Rayleigh	ϕ
Re	Nombre de Reynolds	ϕ
S	Surface	m^2
T	Température	$^{\circ}C$

Symboles grecs

λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
ϕ	Densité de flux de chaleur	$W.m^2$
Φ	Flux de chaleur	W
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
θ	Température	$^{\circ}C$

Acronymes

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers
CEF	Carbon dioxide Emission Factor
CFD	Computational Fluid Dynamics
COP	Coefficient de Performance
CUE	Carbon Usage Effectivness
DCEM	Data Center Energy Management
DCiE	Data Center infrastructure Efficiency
EER	Energy Efficiency Ratio
ERF	Energy Reuse Factor
ETSI	European Telecommunications Standards Institute
GEC	Green Energy Coefficient
HDD	Hard Drive Disk
IT	Information Technologies
KPI	Key Performance Indicator
PDU	Power Distribion Unit
PUE	Power Usage Effectivness
SSD	Solid State Drive
TGBT	Tableau Général Basse Tension
UPS	Uninterruptible Power Supply

Introduction

En raison du développement rapide des nouvelles technologies de l'information et des communications (débits croissants, services plus complexes,...), liés aux évolutions technologiques constantes des équipements informatiques (montées en fréquence des puces, multiplication du nombre de cœurs), la densité de puissance dissipée par les équipements progresse significativement au fil du temps [1]. Pour assurer le maintien de ces derniers dans des plages de températures et d'hygrométrie acceptables, les opérateurs de télécommunication sont contraints d'employer des dispositifs de climatisation fortement énergivores. En effet, plus de 99% de l'énergie fournie aux équipements informatiques est transformée en chaleur. D'autre part, en général les systèmes de climatisation sont redondants et réglés dans des plages de température et d'humidité restreintes. Du fait de la densité de puissance installée, l'arrêt d'un système de refroidissement provoquerait une augmentation importante de la température en quelques minutes, et donc, un arrêt des équipements informatiques. Il s'avère que les systèmes de refroidissement et d'alimentation en énergie consomment souvent autant d'électricité que les systèmes informatiques [2].

La situation diffère suivant que l'on s'intéresse à des équipements conformes aux normes télécoms (salles de commutations ou de transmission, stations de base) ou des équipements de data centers (équipements informatiques, serveurs, disques durs). Ces derniers regroupent des équipements pour l'instant plus sensibles (i.e. devant être maintenus dans des plages de température et d'hygrométrie plus restreintes) [3]. La réduction de la consommation énergétique des centres de données constitue donc un challenge que les principaux acteurs (téléphonie, internet, hébergement, etc.) vont devoir relever.

Un centre de données ou data center est un site comportant des salles de grande surface qui héberge les serveurs informatiques, les baies de stockage de données et des salles techniques dédiées à l'alimentation électrique et à la climatisation. Dans un data center le maintien en température des serveurs est le plus souvent réalisé par un flux d'air issu d'un système de climatisation. Outre l'utilisation de bâtiments non adaptés au problème, l'un des facteurs limitant la baisse de la consommation de la climatisation est l'utilisation de l'air en tant que fluide caloporteur pour refroidir l'ensemble d'une salle. Ces limitations sont telles que les nouveaux supercalculateurs sont d'ores et déjà refroidis par des systèmes de refroidissement liquide (Bull, IBM, etc.).

La généralisation de cette technologie à l'ensemble des data centers requiert une anticipation afin d'être en mesure de déployer une architecture de refroidissement optimisée (en terme de refroidissement et de consommation énergétique), simple à maintenir et aux coûts maîtrisés.

Par ailleurs, l'exploitation d'un liquide comme fluide caloporteur permet d'envisager différentes voies pour une valorisation de la chaleur récupérée.

Afin de répondre à ces enjeux, une démarche expérimentale conséquente a été mise en œuvre dans le cadre de cette thèse afin de tester et d'évaluer quatre solutions de refroidissement d'équipements réels. Ces études ont nécessité la conception et la réalisation de pilotes. En parallèle une démarche numérique de modélisation a été entreprise pour deux solutions.

Après un descriptif des data centers et du contexte énergétique, le premier chapitre du mémoire dresse un état de l'art des méthodes de refroidissement existantes qui utilisent comme fluide caloporteur l'air ou un liquide. La dernière partie de ce chapitre introduit les possibilités de récupération d'énergie.

Le second chapitre est dédié à l'évaluation des performances d'un système de refroidissement à eau : un échangeur air/eau est placé en sortie de baie afin de récupérer les calories du flux d'air chaud. Afin de réaliser des tests avec des équipements réels (baie informatique, serveurs,...) une expérimentation conséquente a été mise en œuvre. L'instrumentation permet de suivre les températures au sein des serveurs et de disposer d'un bilan énergétique complet et précis de cet équipement pilote.

Cet ensemble est testé dans une enceinte, en faisant varier les différents paramètres opératoires (puissance, températures d'air et d'eau, débits des fluides). L'analyse et l'exploitation des séquences de mesures permet la détermination d'indicateurs d'efficacité énergétique et le développement d'un modèle numérique pour la prédiction en transitoire de la réponse thermique d'un ensemble baie-échangeur.

Le troisième chapitre est consacré au refroidissement localisé des serveurs par le biais de plaques froides métalliques dont le refroidissement est assuré par une circulation d'eau interne. A chaque serveur est associée une plaque froide équipée de plots afin d'obtenir un contact direct avec les composants électroniques de plus fortes puissances. Ces études ont nécessité la définition et le développement de prototypes d'échangeurs. Une expérimentation est mise en place pour plusieurs serveurs, avec une instrumentation complète afin d'aboutir à une analyse détaillée du fonctionnement. Ces expérimentations servent également au développement et à la validation de modèles numériques simplifiés destinés à prédire l'impact énergétique du déploiement de cette seconde solution à l'échelle d'une baie complète, puis d'une salle.

Le dernier chapitre est consacré à la définition et l'expérimentation de deux solutions de refroidissement par immersion. La première consiste à immerger les équipements dans une huile minérale dont la température est comprise entre 30 et 40°C, tandis que la seconde met en jeu un fluide diphasique qui va changer de phase au niveau des composants qui dissipent le plus de chaleur. Un onglet technico-économique vient en complément afin de démontrer l'intérêt de chacune des solutions étudiées.

Chapitre 1

Etat de l'art

Sommaire

1.1 Les data centers	4
1.1.1 Descriptif	4
1.1.2 Bilan et enjeux énergétiques	7
1.2 Climatisation des data centers	11
1.2.1 Production de froid	11
1.2.2 Free cooling	12
1.2.3 Influence de l'enveloppe du bâtiment	13
1.2.4 Analyse critique	16
1.3 Vers le refroidissement liquide	16
1.3.1 Modes de refroidissement	17
1.3.2 Refroidissement monophasique	19
1.3.3 Refroidissement diphasique	22
1.3.4 Potentiels de réutilisation de la chaleur	27
1.4 Conclusion	29

Afin de cerner les différents enjeux de la thèse, ce chapitre fait un état de l'art sur le refroidissement des data center en mettant l'accent sur la problématique énergétique.

La première partie présente un état des lieux de l'architecture et des différents équipements présents dans les centres de données. Les enjeux énergétiques et économiques sont également précisés, notamment ceux relatifs au bon fonctionnement des équipements de data centers.

Les méthodes et les moyens mis en œuvre pour climatiser les data centers sont ensuite introduits. Nous nous intéressons en particulier aux procédés de production de froid et aux différents modes de fonctionnement de la climatisation. L'influence de l'enveloppe des bâtiments est également analysée du fait de son incidence sur la consommation des data centers. Une analyse critique est alors menée pour bien appréhender l'intérêt de la recherche de nouvelles solutions de refroidissement,

Après avoir décrit les différents types d'échanges thermiques qui existent à l'échelle d'un composant électronique, une étude bibliographique centrée sur le refroidissement liquide fait l'objet de la dernière partie de ce chapitre. Nous nous intéressons en particulier aux avantages potentiels de l'utilisation d'un liquide comme fluide caloporteur.

1.1 Les data centers

1.1.1 Descriptif

Un data center, ou centre de données, est un site comportant une ou plusieurs salles de grande surface (par exemple, $20000m^2$ sont prévus pour le data center d'Orange situé à Val de Reuil) hébergeant un grand nombre de serveurs informatiques, de baies de stockage, ainsi que des locaux techniques dédiés à l'alimentation électrique et à la climatisation (Figure 1.1).

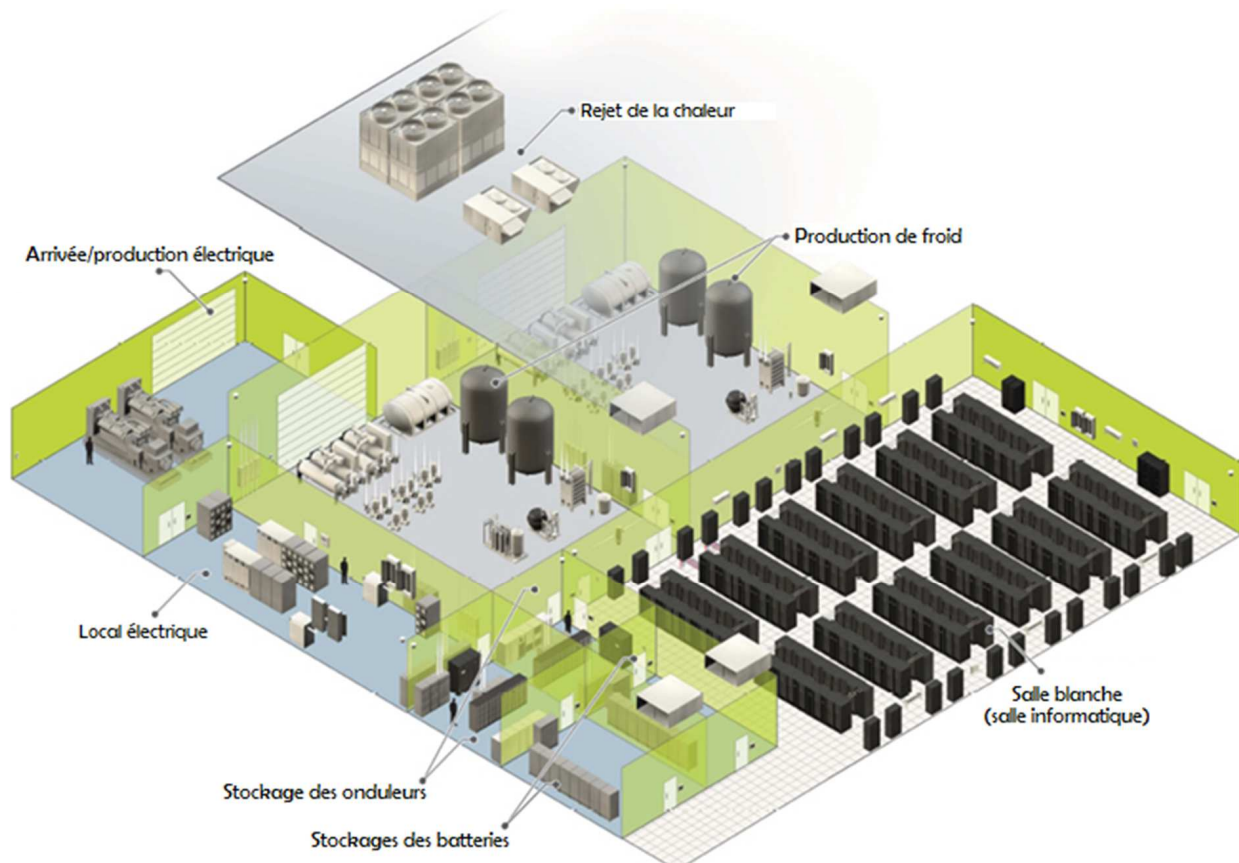


FIGURE 1.1 – Architecture globale d'un data center [4]

Le bâtiment est alimenté en électricité par une ou plusieurs arrivées Haute Tension, couplées à des groupes électrogènes utilisés lors de pannes de courant [5]. Cette Haute Tension est ensuite convertie en Basse Tension par des transformateurs et des TGBT (Tableau Général Basse Tension) présents dans les salles d'alimentation électrique. Afin d'assurer la sécurité des équipements informatiques, les data centers disposent d'onduleurs (UPS, Uninterruptible Power Supply). Ces appareils permettent entre autres de protéger les équipements des surtensions, et de les secourir (une dizaine de minutes maximum) lors de pannes électriques à l'aide de nombreuses batteries de secours. Pour terminer, les onduleurs alimentent les armoires électriques des baies informatiques, ou Power Distribution Unit (PDU). Les autres systèmes (climatisation, auxiliaires) peuvent être également alimentés par les UPS ou branchés directement aux TGBT. A noter que chaque raccordement ou câblage peut induire une baisse du rendement global des installations (pertes en ligne). En général, le rendement des chaînes d'alimentation en énergie est compris entre 90 et 95%.

Les équipements informatiques (serveurs, stockage, réseau) consomment une grande quantité d'énergie électrique. La quasi-totalité de la puissance consommée par ces équipements est convertie en puissance thermique par effet Joule, ce qui induit des apports de

chaleur importants au niveau des baies informatiques. Les puissances dissipées par les serveurs peuvent varier d'une centaine de watts à plusieurs milliers en fonction de leur taille et de leurs caractéristiques [6]. Les densités de puissance dans les salles informatiques peuvent alors dépasser les $3\text{kW}/\text{m}^2$ pour les data centers les plus récents [7, 8]. Afin d'assurer le bon fonctionnement des équipements informatiques, il est nécessaire de les refroidir et d'évacuer la chaleur hors de ces salles. Il est intéressant de noter que la densité de puissance employée pour le dimensionnement des alimentations électriques est exprimée en W/m^2 , alors qu'il serait plus judicieux d'exprimer la densité de puissance en W/m^3 pour le dimensionnement de la climatisation (impact de la hauteur des plafonds).

1.1.1.1 Aménagement des salles informatiques

Pour refroidir efficacement les équipements informatiques, il est nécessaire d'agencer les salles informatiques (disposition des baies et des climatiseurs) afin de permettre le passage de l'air froid et de limiter l'apparition de points chauds, i.e. de températures trop élevées en face avant des baies, pouvant occasionner la dégradation et l'arrêt des serveurs (non respect des normes climatiques). Il est donc important de bien configurer les écoulements d'air afin d'empêcher la présence de ces points chauds, d'où une configuration en allées chaudes et allées froides régulièrement utilisée dans les data centers (cf. Figure 1.2). L'air froid issu de la climatisation passe sous un faux plancher pour être introduit dans la salle par des dalles perforées. Il est ensuite aspiré en face avant des baies et est expulsé en face arrière. L'air chaud obtenu est repris par les climatiseurs, et les calories sont ensuite rejetées vers l'extérieur. Cette disposition des baies permet d'éviter les mélanges entre air froid et air chaud, limitant ainsi le réchauffement de l'air émis par les dalles perforées. Les recirculations nuisent effectivement à l'efficacité énergétique car l'air arrive à une température plus haute en face avant des baies, ce qui pousse à abaisser les consignes de température en soufflage. Cette opération entraîne l'augmentation de la consommation électrique dédiée à la climatisation.

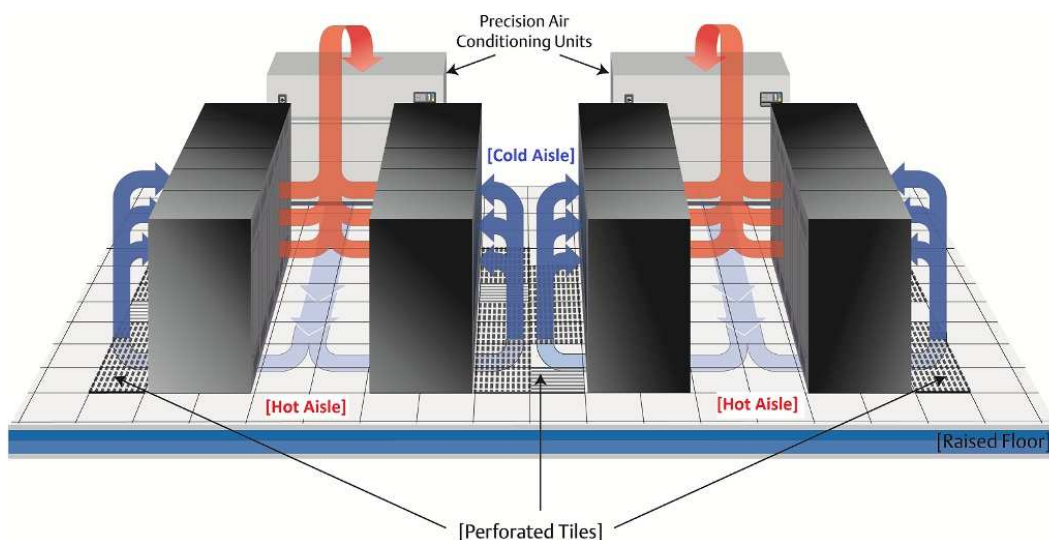


FIGURE 1.2 – Disposition de baies informatiques en allées chaudes/allées froides [9]

La disposition des baies informatiques en allées froides et allées chaudes peut être renforcée par la mise en place de confinements afin de réduire au maximum les recirculations d'air. Le confinement consiste à isoler une zone regroupant un certain nombre de baies, à l'aide de parois physiques, pour empêcher toute interaction entre l'air froid et l'air chaud [10]. Les deux types de confinement possibles sont illustrés sur la figure 1.3, avec des performances énergétiques meilleures dans le cas du confinement en allées chaudes [11].

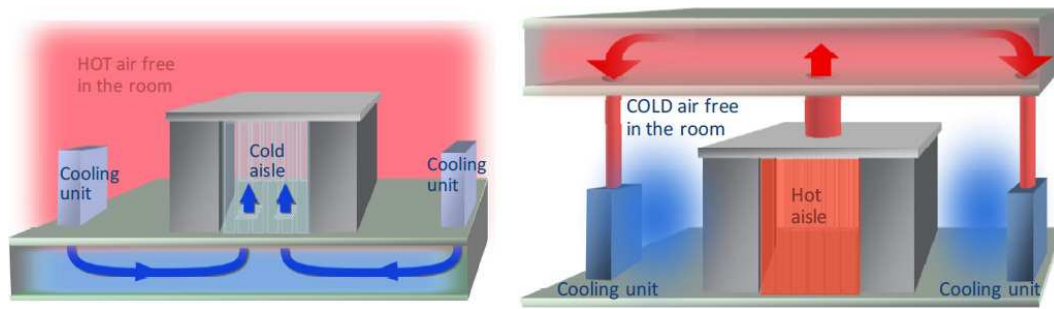


FIGURE 1.3 – Confinement des allées froides (à gauche) et des allées chaudes (à droite) [12]

1.1.1.2 Normes climatiques

La consommation énergétique d'un data center dépend également des plages climatiques (température et humidité relative) maintenues. La situation diffère suivant que nous nous intéressons à des équipements télécoms classiques (commutation, transmission, ADSL) ou des équipements de data centers (serveurs, stockage, réseau). Il existe deux normes pour la définition des plages climatiques : les normes ETSI [13] et celles de l'American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), consortium de sociétés du domaine de l'ingénierie et équipements informatiques [3]. Les normes de la seconde entité obéissent à des plages climatiques beaucoup plus restreintes, comme le montre la figure 1.4.

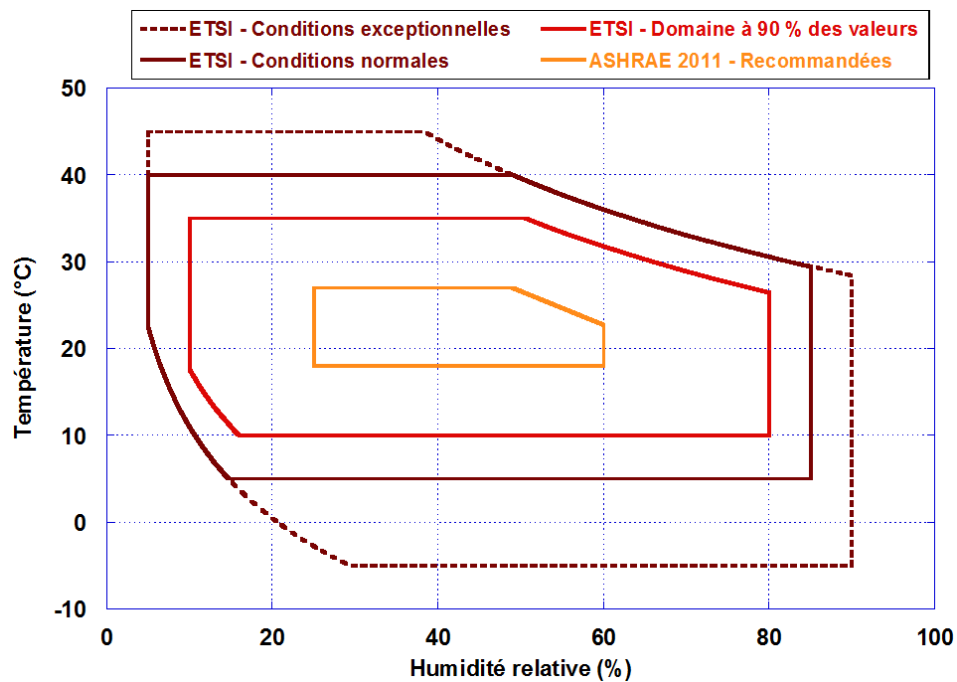


FIGURE 1.4 – Diagramme des normes des plages climatiques des équipements électroniques

La norme ASHRAE est établie et reconnue par de nombreux fabricants d'équipements informatiques. Toutefois, de telles plages climatiques conduisent à une surconsommation du système de conditionnement d'air. Une solution pour améliorer l'efficacité énergétique serait donc d'élever la température de consigne de la climatisation [14, 15, 16] afin de diminuer la puissance de froid nécessaire au refroidissement des équipements informatiques.

1.1.1.3 Refroidissement des équipements

La technique la plus fréquemment employée pour le maintien des conditions de température et d'hygrométrie consiste à utiliser une climatisation en recyclage. Cela signifie que l'air de la salle à climatiser est en permanence refroidi sans apport d'air extérieur (cf. figure 1.5). Des systèmes de déshumidification et d'humification de l'air sont conjointement utilisés pour maintenir le taux d'humidité relative dans les plages données par les normes climatiques. Ces opérations sont extrêmement énergivores : pour humidifier l'air, il faut vaporiser de l'eau tandis que pour le déshumidifier, il faut refroidir l'air pour atteindre le point de rosée voire le réchauffer ensuite pour revenir à une température de soufflage acceptable.

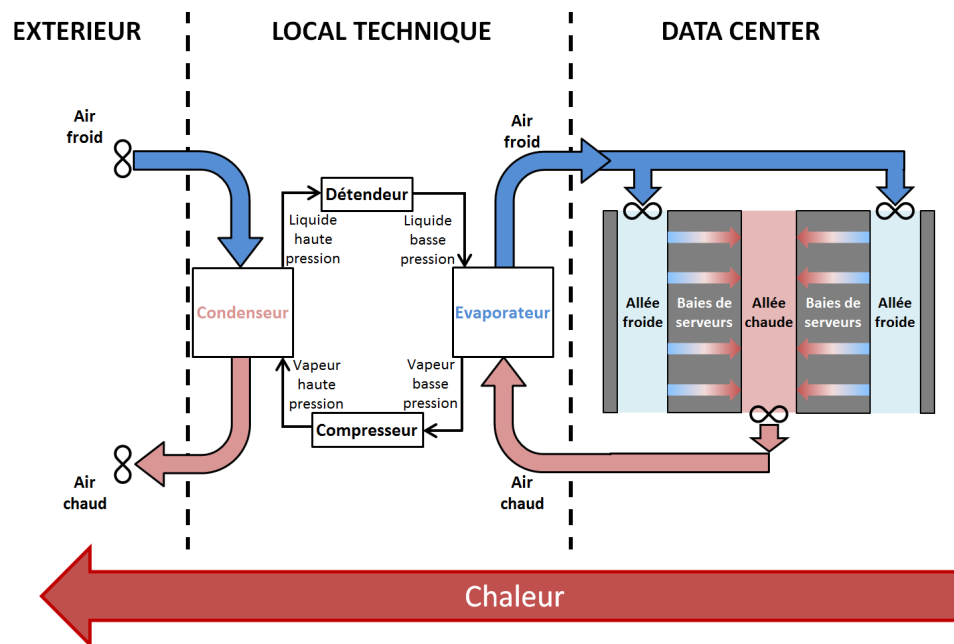


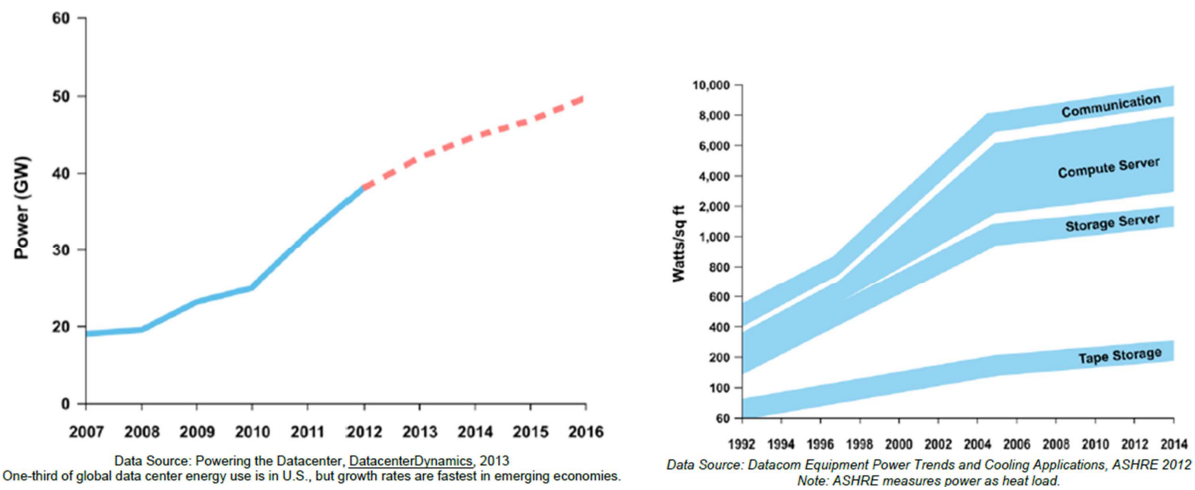
FIGURE 1.5 – Schéma typique de production de froid dans un data center

Au niveau des climatiseurs, des débits d'air importants sont nécessaires afin d'évacuer efficacement la chaleur émise par les équipements informatiques, ce qui pèse sur le bilan énergétique de la climatisation en recyclage. Une autre conséquence directe de cette ventilation importante est la génération de bruit, qui peut devenir une gêne importante pour les employés dans certains cas [17]. La maintenance associée est également très coûteuse. De plus, ces unités utilisent des fluides frigorigènes souvent nocifs pour l'environnement. Par exemple, l'emploi du réfrigérant R22, très répandu dans les anciens climatiseurs, est proscrit depuis 2004 pour les nouveaux appareils, jusqu'à son interdiction totale en 2015 pour son effet néfaste sur la couche d'ozone.

1.1.2 Bilan et enjeux énergétiques

1.1.2.1 Contexte économique et environnemental

En 2005, la consommation électrique des data centers représentait 1% de la consommation électrique mondiale [18]. Ensuite, entre 2007 et 2012, elle a augmenté de plus de 50% et la consommation électrique des data centers est évaluée à 1,8% de la consommation mondiale [1]. De plus, avec la hausse du coût de l'électricité, la facture énergétique des data centers s'alourdit au fil des années. La densité de puissance des équipements installés a été multipliée par 16 depuis 1992 (cf. Figure 1.6).



(a) Consommation énergétique des data centers

(b) Densité de puissance installée

FIGURE 1.6 – Prédictions de l'évolution des puissances consommées par les data centers

L'impact écologique est également loin d'être négligeable : publiée en 2008 par Climate Group, l'étude Smart 2020 [19] soulignait que les émissions de gaz à effets de serre liées aux data centers devraient augmenter de 7% par an jusqu'en 2020, et qu'elles devraient atteindre 12% des émissions de CO₂ à travers le monde. Le nombre de centres de données devrait lui augmenter de 9% par an sur cette période. Au niveau mondial, les data centers sont responsables d'une empreinte carbone plus importante que celles de certains pays comme l'Argentine ou les Pays-Bas.

1.1.2.2 Indicateurs d'efficacité énergétique

Pour estimer le rendement et comparer la consommation électrique des data centers, il est nécessaire de disposer d'indicateurs d'efficacité énergétique admis par tous. The Green Grid est un consortium à but non lucratif regroupant des industriels de l'informatique, et dont les efforts portent sur la réduction de la consommation énergétique des centres de données par le biais de normes et de standards. The Green Grid a défini entre autres le Power Usage Effectiveness (PUE) pour calculer l'efficacité énergétique d'un data center [20, 21] :

$$\text{PUE} = \frac{\text{Energie totale consommée par le datacenter}}{\text{Energie utilisée par les équipements informatiques}} \quad (1.1)$$

Par définition, ce rapport ne peut être inférieur à 1. D'un point de vue énergétique, un PUE de 1 représenterait une efficacité optimale pour le data center. Toutefois, cela sous-entendrait que le data center en question ne dispose d'aucun équipement destiné au refroidissement ou à la sécurité des équipements informatiques. De plus, cet indicateur est critiquable [22, 23] car l'énergie électrique consommée par les ventilateurs des serveurs est comptabilisée dans l'énergie consommée par les serveurs. Or dans le cas où il n'y aurait plus de ventilateurs, la valeur du PUE serait plus élevée que dans le cas "avec ventilateurs", ce qui est contradictoire du fait des économies réalisées en retirant les ventilateurs.

Le PUE prend également en compte les différents niveaux de redondance et de disponibilités de l'infrastructure, qui sont classés par niveau, nommés TIER, allant de I à IV (correspondant respectivement à une disponibilité de 99,671% et 99,995%) selon l'Uptime Institute [24]. D'après Garimella et al. [17], les valeurs typiques de PUE des data centers seraient

situées entre 1,3 et 2,7. Les valeurs typiques sont en moyenne autour de 1,6, et peuvent descendre jusqu'à 1,2 [25]. Compte tenu des nombreux facteurs influençant le PUE, il est important de soumettre le résultat d'un calcul de PUE à certaines précisions comme la localisation du data center (en raison de l'impact des conditions extérieures sur le système de refroidissement) et les plages de température et d'hygrométrie maintenues [26].

Le Data Center Infrastructure Efficiency (DCiE) est un second indicateur d'efficacité énergétique qui exprime le rendement énergétique du data center et qui n'est autre que l'inverse du PUE.

Depuis janvier 2013, l'ETSI (European Telecommunications Standards Institute) a défini un nouvel indicateur d'efficacité pour les data centers appelé le Data Center Energy Management (DCEM) [27]. L'indicateur d'efficacité énergétique KPI_{DCEM} est composé de deux grandeurs, DC_G et DC_P :

- la première, DC_G , permet de définir la "taille" d'un data center par rapport à sa consommation énergétique. Elle dépend uniquement du KPI_{EC} ;
- la seconde, DC_P , définit la performance énergétique du data center pour une "taille" donnée. Elle est calculée par le biais de la formule suivante :

$$DC_P = KPI_{TE} * (1 - W_{REUSE} * KPI_{REUSE}) * (1 - W_{REN} * KPI_{REN})$$

où W_{REUSE} et W_{REN} sont des facteurs correctifs compris entre 0 et 1 qui dépendent de la "taille" du data center (la valeur par défaut étant 0.5).

Les différents termes intitulés KPI sont calculés sur une année et sont définis ci-dessous :

- KPI_{EC} : énergie totale consommée par le data center ;
- KPI_{TE} : définition du PUE introduite ci-dessus ;
- KPI_{REUSE} : fraction de l'énergie réutilisée par le data center sur l'énergie totale consommée ;
- KPI_{REN} : fraction de l'énergie provenant de sources renouvelables sur l'énergie totale consommée par le data center

DC_G	KPI_{EC} range
S	$KPI_{EC} \leq 1$ GWh
M	$1 \text{ GWh} < KPI_{EC} \leq 4$ GWh
L	$4 \text{ GWh} < KPI_{EC} \leq 20$ GWh
XL	$KPI_{EC} > 20$ GWh

(a) "Tailles"

DC commissioning date	since 2005 (see note)		before 2005 (see note)	
Class	DC_P		DC_P	
	\geq	$<$	\geq	$<$
A		0,70		1,00
B	0,70	1,00	1,00	1,40
C	1,00	1,30	1,40	1,70
D	1,30	1,50	1,70	1,90
E	1,50	1,70	1,90	2,10
F	1,70	1,90	2,10	2,30
G	1,90	2,10	2,30	2,50
H	2,10	2,40	2,50	2,70
I	2,40		2,70	

NOTE: Year of Kyoto Protocol entering into force.

(b) Classes de DC_P

FIGURE 1.7 – "Tailles" et classes de l'indicateur d'efficacité énergétique DCiE [27]

Il existe également d'autres indicateurs qui permettent de mettre en évidence différents aspects énergétiques des data centers, définis dans le document [28] (cf. annexe A.1). Il est intéressant de noter que pour le moment, aucun indicateur ne permet de caractériser le service rendu par un data center (informations traitées ou stockées, débit, etc.).

Pour mettre en place des solutions qui permettront de réduire la consommation des data centers, il faut d'abord s'intéresser à la répartition moyenne de cette consommation. Le conditionnement de l'air occupe une proportion importante de la consommation totale [29], comme nous pouvons le constater sur la figure 1.8, illustrant le cas d'un data center typique.

Le reste de la consommation est majoritairement dû au fonctionnement de l'informatique, et environ 14% sont dus aux auxiliaires et au rendement des alimentations électriques.

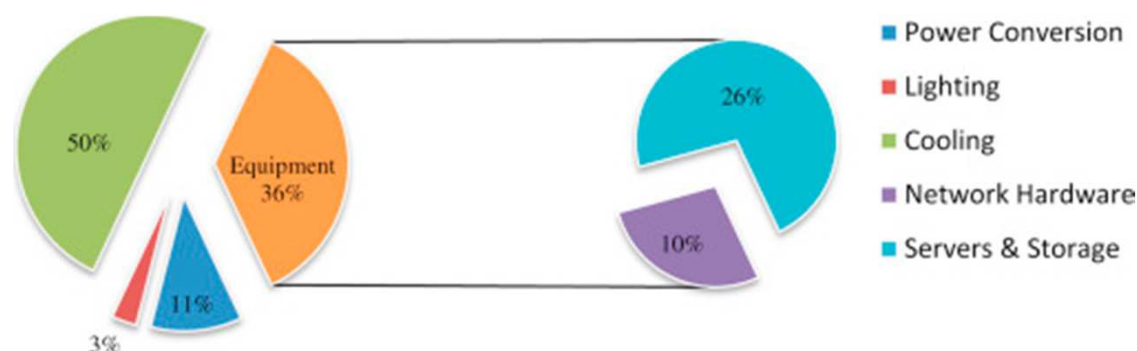


FIGURE 1.8 – Répartition moyenne de la consommation d'un data center [2]

1.1.2.3 Évolutions technologiques

Des études ont été menées afin de rendre les serveurs informatiques moins énergivores, notamment par le biais de la réduction de la consommation des ventilateurs internes des équipements [30], ou par des avancées technologiques dans le domaine des composants électroniques.

Ce sont les processeurs qui consomment les plus grandes quantités d'énergie dans un serveur. Afin de réduire cette consommation, les constructeurs s'orientent vers des évolutions plus économes en énergie. La modification de l'architecture des processeurs permet aux puces ARM de concurrencer les architectures x86 en termes de consommation énergétique. Blem et al. [31] ont montré qu'un processeur Intel i7 consommait quinze fois plus qu'un ARM-A8. Toutefois, les ARM ont des performances inférieures aux processeurs Intel, comme l'indique le tableau 1.1.

TABEAU 1.1 – Comparaison des performances énergétiques entre processeurs Intel et ARM [32]

Operation	Power (Watts)		Time (s)	
	ARM	Intel	ARM	Intel
Full table scan	3.56	45.93	119.3	88.27
Update	3.50	44.25	60.24	14.42
Insert	3.47	44.13	51.39	12.26
Delete	3.48	43.98	43.23	8.73

Pour le stockage de données, les disques durs classiques (HDD, Hard Drive Disk) évoluent vers des SSD (Solid-State Drive). Les premiers sont constitués de pièces mécaniques, de têtes d'écriture/lectures et de plateaux mobiles, tandis que les seconds permettent le stockage des données sur de la mémoire flash. Des études [33] ont été menées afin de comparer les performances énergétiques de chacun, notamment par Cheong et al. [34, 35] qui ont montré qu'un SSD était 22 fois plus performant qu'un HDD et 138% moins énergivore. Des inconvénients majeurs subsistent néanmoins : le coût en capacité de stockage est nettement plus élevé pour un SSD et le nombre de cycles possibles est inférieur comparé à un

HDD classique, d'où la mise en place de solutions hybrides [36].

L'impact matériel peut également être réduit par la virtualisation, qui consiste à installer des serveurs virtuels sur un même support physique afin de faire fonctionner un plus grand nombre d'applications. Cela permet de minimiser les coûts de maintenance et de refroidissement qu'auraient engendrés la présence de plusieurs serveurs physiques [37, 38, 39].

Toutefois, ces évolutions technologiques ne semblent pas freiner suffisamment la montée en puissance des data centers. D'après le bilan énergétique établi précédemment (Figure 1.8), le conditionnement d'air occupe une majeure partie de la consommation électrique des data centers, voire autant que la consommation des serveurs [40, 41]. Le principal levier d'innovation réside donc dans les systèmes de climatisation, avec à la clé de possibles réductions énergétiques.

1.2 Climatisation des data centers

La puissance thermique dissipée par les équipements informatiques nécessite un refroidissement constant pour assurer leur bon fonctionnement et maximiser leur durée de vie. C'est pourquoi il est nécessaire de mettre en place des systèmes d'évacuation de la chaleur efficaces dans les data centers. Afin d'avoir une vision globale des différents dispositifs existants, il convient de recenser les méthodes de conditionnement d'air déployées dans les data centers à l'heure actuelle, et d'en expliquer le principe de fonctionnement.

Le refroidissement des équipements informatiques est assuré dans un premier temps par la production d'air froid, par le biais des machines frigorifiques, et dans un second temps par l'acheminement de celui-ci au plus près des composants grâce à une ventilation importante.

1.2.1 Production de froid

La production de froid dans les data centers est principalement assurée par l'utilisation de machines frigorifiques à compression mécanique [42]. Le principe de fonctionnement d'une telle machine est décrit, ainsi que ses principaux inconvénients.

Une machine frigorifique classique, i.e. à compression mécanique, permet d'extraire une quantité d'énergie calorifique d'un milieu à refroidir (source froide) pour la céder à un autre (source chaude) par le biais de changements d'état, moyennant un apport énergétique. Une machine à compression est constituée des éléments suivants (voir figure 1.9.a) : un condenseur, un compresseur, un évaporateur et un détendeur. L'efficacité d'une telle machine est donnée par le coefficient de performance EER (appelé aussi COP_{Froid}), défini comme le ratio entre la quantité d'énergie extraite de la source froide et l'énergie consommée par le système. Il peut être également présenté comme le rapport de la puissance frigorifique obtenue à la source froide sur la puissance électrique consommée par la climatisation. Les valeurs usuelles d'EER rencontrées peuvent varier entre 2.5 et 5 pour les meilleures installations. Dans le bilan énergétique de l'installation, c'est le compresseur qui consomme une quantité importante d'électricité, le reste de la consommation provenant des autres organes (ventilateurs, circulateurs d'eau, etc...).

La figure 1.9.a représente le schéma du circuit d'une machine frigorifique à cycles mono-étagés tandis que la figure 1.9.b représente l'évolution des températures le long des échangeurs lors d'un cycle de compression/évaporation. Lors d'un cycle, le réfrigérant, à basse pression p_F et sous forme gazeuse, entre dans le compresseur pour en ressortir à la pression p_C , supérieure à p_F . Sa température θ_C est supérieure à la température de la source froide θ_{c1} .

Il va alors se condenser à son contact en lui cédant de la chaleur, on a alors $\theta_C > \theta_{c2} > \theta_{c1}$. Le réfrigérant sous forme liquide passe ensuite dans le détendeur, sa pression passant p_C de à p_F . Sa température θ_F est maintenant inférieure à celle de la source chaude θ_{f1} , à laquelle il va soustraire de la chaleur en s'évaporant ($\theta_F < \theta_{f2} < \theta_{f1}$) : il y a production de froid.

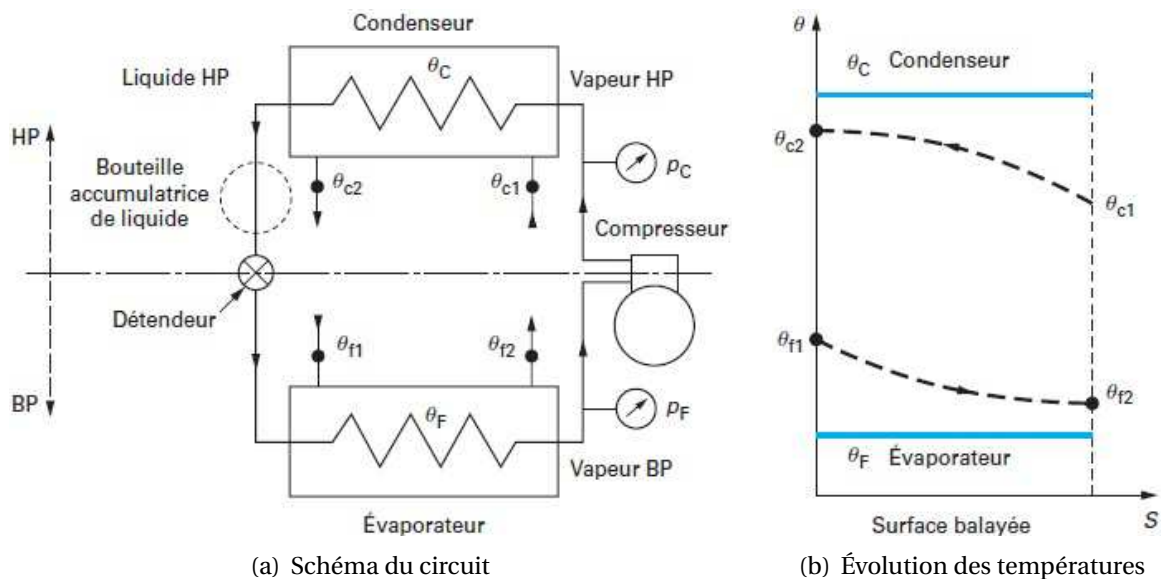


FIGURE 1.9 – Cycle frigorifique monoétagé d'Evans-Perkins [42]

Une bouteille accumulatrice de liquide est généralement placée à la sortie du condenseur, et permet d'alimenter en permanence le détendeur en phase liquide malgré les fluctuations des volumes de liquide frigorigène retenus dans les échangeurs.

Les principaux fluides frigorigènes utilisés dans les machines à compression peuvent être regroupés au sein de différentes familles compte tenu de leurs propriétés physico-chimiques. Nous y retrouvons les substances inorganiques pures (eau, ammoniac ou dioxyde de carbone), les hydrocarbures (butane, propane), les hydrocarbures halogénés et d'autres produits rarement utilisés tels que les éthers oxydes.

Les inconvénients majeurs des machines à compression sont dus au fonctionnement du compresseur, qui nécessite un apport important en électricité et implique la présence de pièces mobiles. Ce système de climatisation est donc bruyant, et implique une certaine maintenance. En outre, l'emploi de fluides frigorigènes est soumis à de strictes restrictions, du fait de leur nocivité sur l'environnement.

1.2.2 Free cooling

Le paragraphe suivant présente le principal aménagement mis en place dans les data centers, à savoir l'emploi du free cooling. Il s'agit d'un procédé permettant d'utiliser l'environnement extérieur du data center comme source d'air frais (lorsque sa température et son hygrométrie le permettent), et ainsi minimiser la consommation énergétique des machines frigorifiques [43, 44, 45].

Le free cooling à air est de loin le plus répandu. L'air froid extérieur est directement injecté dans le circuit d'air de refroidissement des équipements informatiques (voir Figure 1.10).

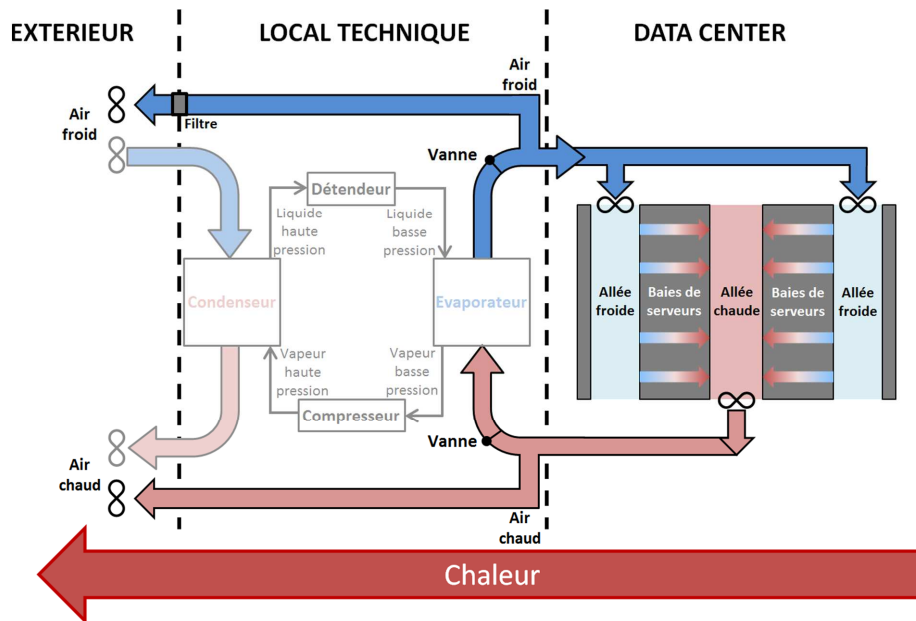


FIGURE 1.10 – Free cooling à air direct

L'intérêt du free cooling va dépendre des conditions climatiques locales autour du data center. Effectivement, plus la température extérieure moyenne sur une année sera basse, plus ce type de refroidissement sera opportun et efficace. Si l'air extérieur devient trop froid, il est également possible de mettre en place des salles de brassage, qui vont mélanger cet air à l'air chaud repris en salles blanches, afin qu'il atteigne la bonne température. Il faut également tenir compte de l'humidité externe et filtrer l'air extérieur pour minimiser l'apport de poussières et de polluants, qui peuvent être en contact avec les équipements informatiques.

La réduction de consommation par rapport à une climatisation en recyclage seule est évidente [46, 47]. Les data centers optant pour ce mode de refroidissement annoncent des PUE plus bas que la moyenne, pouvant atteindre des valeurs proches de 1.3 [48]. Par contre, dans la plupart des cas, la climatisation reste nécessaire pour passer la période la plus chaude de l'année, et la présence du free cooling n'a aucun impact sur le dimensionnement de cette dernière (d'où une augmentation de l'investissement). Le free cooling est redécouvert par de nombreux industriels depuis quelques années, alors que cette technique classique est relativement ancienne. France Telecom l'a utilisée au début des années 1980, et pendant les années 1990 pour la climatisation des commutateurs 3G [49].

Dans le cas où l'air extérieur ne serait pas conforme aux conditions climatiques souhaitées (température trop basse, taux d'humidité trop important, air trop pollué), un échangeur air/air peut être placé dans le circuit de refroidissement du data center : on parle alors de free cooling à air indirect.

Dans le cas où le data center est à proximité d'une source d'eau froide, elle peut être distribuée directement dans le circuit d'eau glacée du centre informatique. Les principales sources sont les puits canadiens, sur nappe, sur rivière, sur eau profonde de lac ou de mer, qui permettent d'assurer un refroidissement constant tout au long de l'année. Cette eau va par la suite alimenter chacune des unités de climatisation : c'est le free cooling à eau direct.

1.2.3 Influence de l'enveloppe du bâtiment

Le concept de data center en container est présenté dans ce paragraphe. Il s'agit de regrouper dans un volume restreint tous les équipements indispensables au fonctionnement d'un data center, avec une conception légère des parois du contenant (pas d'inertie thermique, enveloppe conductrice). Ensuite la solution brevetée de bâtiment exothermique à

parois multicouches d'Orange Labs est illustrée et ses avantages rappelés (abaissement de la consommation énergétique, maximisation du temps d'intervention (durée avant laquelle les serveurs s'éteignent automatiquement en cas d'arrêt de la climatisation pour éviter la surchauffe), réduction des gradients thermiques, équipements à l'abri des poussières et des polluants).

1.2.3.1 Data centers en container

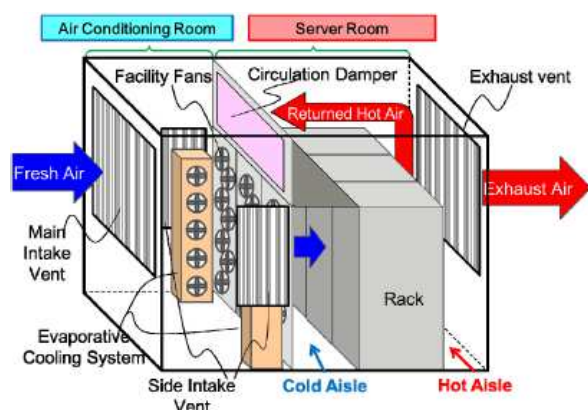
En 2009, Google a présenté un nouveau type de data center, introduisant ainsi le principe de data center modulaires en container. HP, Microsoft, Sun, et Dell se sont également engagés sur cette voie [50]. Différents types de containers existent, chacun ayant sa propre configuration de baies informatiques, son type de refroidissement et sa densité de puissance maximale, pouvant atteindre jusqu'à $14\text{kW}/\text{m}^2$ [51].

Le concept est simple : il s'agit de placer un maximum de serveurs dans des containers peu différents structurellement de ceux utilisés dans le transport de marchandises. Ces containers sont ensuite disposés dans de grands hangars, ou à l'air libre. Ils sont équipés de systèmes de refroidissement traditionnels, et sont livrés de telle sorte qu'il ne reste plus que les divers raccordements à effectuer (alimentation électrique, eau glacée, raccords télécoms).

Ce concept de container n'implique pas de méthode de conditionnement d'air radicalement différente de ce que nous pouvons trouver dans des data centers classiques. Par ailleurs, l'utilisation du free-cooling est également possible dans ce type de confinement. Endo et al. [52] ont testé un prototype de container refroidi grâce à l'air extérieur (cf. figure 1.11), ce système permettant de réduire la facture énergétique annuelle de 20,8% par rapport à un refroidissement à air ordinaire.



(a) Vue extérieure



(b) Disposition intérieure

FIGURE 1.11 – Exemple d'un data center en container [52]

Le concept de data center en container n'a donc pas de vocation à améliorer intrinsèquement l'efficacité énergétique dans la mesure où ce type d'enveloppe ne permet pas de se prémunir contre les contraintes extérieures, ni même de stocker de l'énergie.

Par ailleurs, l'absence totale d'inertie thermique conjuguée à la haute densité de puissance des équipements conduisent à des temps d'intervention très bas (de l'ordre de quelques minutes). La taille des conteneurs réduit de manière considérable le volume d'air disponible en cas de panne, d'où ces délais très courts [53].

1.2.3.2 Bâtiment exothermique

Orange Labs travaille depuis quelques années sur les effets de l'enveloppe sur la consommation énergétique de la climatisation. Des premières études ont été menées sur la climatisation simplifiée ou ventilation optimisée qui consiste à utiliser le rafraîchissement nocturne des murs ou de la dalle béton des bâtiments [14]. L'accent a également été porté sur le développement de modèles prédictifs et sur l'utilisation de matériaux à changement de phase. L'avantage majeur de cette innovation réside dans la réduction de production de froid, induisant des consommations énergétiques importantes.

Le brevet de bâtiment exothermique [54] repose sur une paroi multicouche qui, à travers ses propriétés, va permettre d'obtenir des effets multiples :

- l'isolation thermique extérieure va permettre de limiter significativement les apports externes (température, flux solaire). Celle-ci peut-être obtenue avec tout matériau dont la conductivité est suffisamment basse et qui résiste aux agressions extérieures (par exemple, du polystyrène extrudé) ;
- le matériau à forte capacité de stockage thermique va permettre de stocker de la fraîcheur qui pourra être utilisée pour passer les pics de température estivaux. Il pourra s'agir de béton ou d'un matériau plus innovant incorporant des matériaux à changement de phase pour une capacité de stockage fortement accrue.

Plusieurs modes de fonctionnement doivent être distingués. Le passage d'un mode de fonctionnement à un autre se fait en fonction de la température de l'air externe (comme pour le free cooling).

Si la température externe est favorable (cf. figure 1.12.a), ie inférieure à la température de consigne, l'énergie excédentaire des équipements est transportée par le flux d'air interne, et diffusée à travers la paroi métallique. Celle-ci cède alors cette énergie au flux d'air externe qui va l'évacuer en partie haute (et le stocker dans une moindre proportion dans les murs et le plafond en béton).

Dans le cas contraire, si la température extérieure est défavorable (cf. figure 1.12.b), l'introduction d'air externe dans la paroi multicouche est interdite (fermeture d'un registre). Le circuit d'air interne reste inchangé, par contre, l'écoulement d'air externe est mis en mouvement par le biais de ventilateurs situés dans le faux-plancher afin de récupérer la fraîcheur stockée dans la dalle, les murs et le plafond en béton.

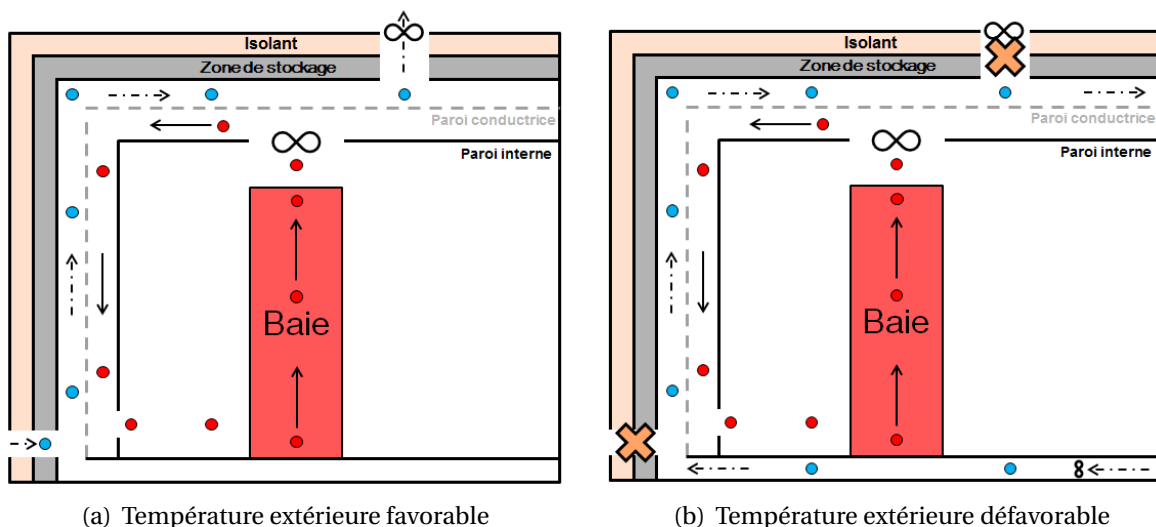


FIGURE 1.12 – Représentation des circuits d'air interne (billes oranges) et externe (billes bleues) en fonction de la température extérieure

Comparée aux techniques existantes décrites dans les paragraphes précédents, la méthode décrite ici présente l'intérêt du free cooling en termes de rapports énergie cédée/énergie consommée, sans en présenter les inconvénients (apport direct de l'air chargé d'humidité et de polluants au niveau des équipements). Par ailleurs, le stockage de fraîcheur présente un intérêt dans deux situations : lorsqu'un pic de température extérieure survient, et en cas de panne des systèmes de ventilation, le stockage de froid permet d'augmenter le délai d'intervention.

1.2.4 Analyse critique

Avec l'évolution de la puissance dissipée par les équipements informatiques et l'augmentation des services de télécommunication qui nécessitent un nombre importants d'équipements informatiques, nous pouvons dire que l'utilisation de l'air en tant que fluide caloporteur a atteint ses limites.

Nous avons vu que l'emploi de la production de froid, qui consomme une quantité d'énergie importante pour maintenir les équipements dans des plages climatiques normées, peut être remplacé par l'emploi du free cooling ou en modifiant l'enveloppe du bâtiment. Toutefois, dans chacun des cas discutés, le refroidissement occupe toujours une part importante car il est toujours nécessaire d'utiliser une climatisation lorsque les températures et/ou l'humidité extérieures ne sont pas satisfaisantes. De plus, les baies et les serveurs informatiques utilisent une ventilation importante pour le refroidissement des composants.

C'est pourquoi nous allons nous intéresser à des méthodes de refroidissement qui reposent sur des modes de transferts de chaleur plus efficaces, par l'utilisation de liquides. En effet, le produit $\rho * C_p$ indique la capacité d'un matériau à emmagasiner la chaleur par rapport à son volume. Les propriétés physiques (cf tableau 1.2) montrent que la valeur de cette grandeur est 3500 plus élevée pour l'eau que pour l'air, ce qui fait de l'eau un meilleur fluide caloporteur. De plus, le coefficient d'échange convectif est beaucoup plus important lorsque le fluide est un liquide, améliorant grandement les échanges thermiques. Il s'agit donc d'amener ces fluides au plus près des composants afin de maximiser les transferts de chaleur.

TABLEAU 1.2 – Propriétés thermo-physique pour l'air et l'eau à 20°C [55]

	Chaleur spécifique C_p ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	Conductivité thermique λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	Masse volumique ρ ($kg.m^{-3}$)
Air	1006	0,026	1,204
Eau	4182	0,60	1001

1.3 Vers le refroidissement liquide

La notion de refroidissement liquide pour les équipements informatiques est très vaste. En effet, des fluides liquides sont actuellement employés dans les data centers, comme par exemple dans les différents échangeurs constituant les machines frigorifiques. Une baie informatique est considérée comme refroidie à l'aide d'un liquide si le fluide en question circule à travers la baie (avec un système entrée/sortie) [56].

Les paragraphes suivants vont regrouper les principaux modes de refroidissement des composants électroniques et leur fonctionnement. Leurs applications directes dans le do-

maine du refroidissement des composants électroniques sont également présentées. De plus, à l'heure où l'énergie représente un enjeu majeur, il est également indispensable de s'intéresser à la valorisation de la chaleur provenant des data centers. De ce fait, un paragraphe traitera aussi des systèmes de récupération d'énergie.

1.3.1 Modes de refroidissement

La figure 1.13 illustre les principaux transferts thermiques apparaissant à l'échelle d'un composant, qui est généralement soudé sur une carte électronique et qui peut être équipé d'un dissipateur thermique (ailettes) pour augmenter la surface d'échange. Ces transferts de chaleur se font par des échanges conductifs, convectifs et radiatifs couplés entre eux.

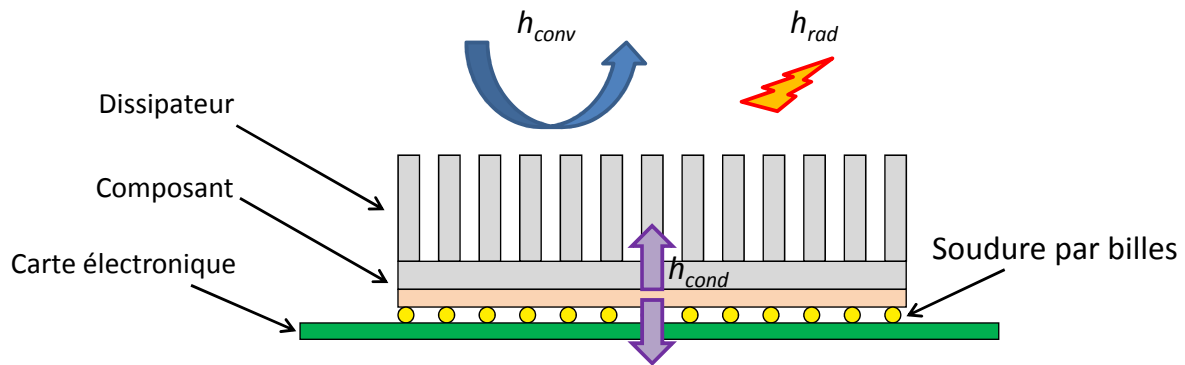


FIGURE 1.13 – Transferts thermiques à l'échelle d'un composant électronique

Le transfert d'énergie par conduction se produit au travers des milieux (solides, liquides ou gazeux) en contact direct avec le composant, qui dissipe une certaine puissance thermique. Le flux conductif surfacique est alors exprimé en fonction de la conductivité du matériau (qui dépend de la température) et du gradient de températures entre les différents éléments :

$$\phi_{cond} = -\lambda(T)\nabla T \quad (1.2)$$

Le tableau 1.3 donne les ordres de grandeur des conductivités thermiques de différents corps.

TABEAU 1.3 – Ordres de grandeurs de la conductivité thermique pour différents matériaux [57]

Corps	λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
métaux purs	40 à 400
alliages métalliques	10 à 100
matériaux non métalliques	0,1 à 15
solides isolants	0,03 à 0,2
liquides non métalliques	0,08 à 0,6
gaz à pression atmosphérique	0,006 à 0,2

Les échanges thermiques entre le composant (ou son dissipateur) et le fluide environnant se font par convection [58]. Le flux convectif surfacique peut alors s'exprimer en fonction d'un coefficient d'échange convectif h_{conv} , qui dépend de nombreux paramètres (géométrie, fluide, etc...) :

$$\Phi_{conv} = h_{conv}\Delta T \quad (1.3)$$

Nous pouvons distinguer trois types de convection en fonction de la nature du mouvement du fluide. La convection forcée, par opposition à la convection naturelle, est obtenue lorsque le mouvement du fluide est imposé par une action extérieure (pompe, ventilateur). Lorsque ces deux phénomènes physiques sont couplés, nous pouvons parler de convection mixte.

La valeur du coefficient de convection fait intervenir différentes corrélations et différents nombres adimensionnels en fonction du régime de l'écoulement (laminaire ou turbulent). Le nombre de Richardson Ri permet de discriminer les régimes en convection naturelle ($Ri > 10$) des régimes en convection forcée ($Ri < 1$), et est défini comme suit :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\alpha\Delta TL}{\nu^2} \quad (1.4)$$

où α et ν sont respectivement le coefficient thermique d'expansion isobare et la viscosité cinématique du fluide, ΔT la différence de température à travers la couche de fluide d'épaisseur L et g l'accélération de la pesanteur.

Ces phénomènes de convection apparaissent également lorsque que les composants électroniques sont immergés dans un fluide diélectrique. Dans le cas d'un fluide avec changement de phase, des phénomènes d'ébullition apparaissent, ce qui augmente de façon importante la quantité de chaleur échangée entre le composant et le fluide environnant.

Les ordres de grandeur du coefficient h_{conv} sont données dans le tableau 1.4.

TABLEAU 1.4 – Ordres de grandeur du coefficient d'échange convectif [58]

Mode de refroidissement	Type de fluide	h_{conv} (W.m ⁻² .K ⁻¹)
Convection forcée	Gaz	12 à 200
	Eau	200 à 7500
	Huile	30 à 3000
Convection naturelle	Gaz	3 à 30
	Eau	30 à 300
	Huile	5 à 100
Avec condensation ou ébullition	Gaz, Eau	500 à 30000

A ces phénomènes de convection viennent se superposer des échanges thermiques entre surfaces par rayonnement. Dans le cas de surfaces grises séparées par un milieu transparent (voir figure 1.14), les échanges thermiques radiatifs entre S_i et S_j peuvent être exprimés en fonction de leur radiosité J ou par le flux net Φ_{rad} donné par la relation suivante [59] :

$$\Phi_{rad} = \frac{\sigma(T_i^4 - T_j^4)}{\frac{1-\epsilon_i}{\epsilon_i S_i} + \frac{1}{S_i F_{ij}} + \frac{1-\epsilon_j}{\epsilon_j S_j}} \quad (1.5)$$

où F_{ij} le facteur de forme, ϵ_i l'émissivité du corps i et σ la constante de Stefan Boltzmann, égale à $5,68.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$. Dans le cas où $S_i \ll S_j$, l'équation devient :

$$\Phi_{rad} = \sigma \epsilon_i (T_i^4 - T_j^4) \quad (1.6)$$

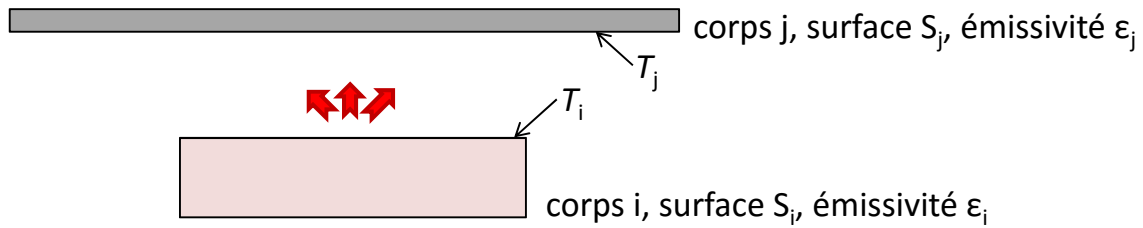


FIGURE 1.14 – Rayonnement thermique entre deux surfaces

1.3.2 Refroidissement monophasique

1.3.2.1 Echangeurs

Un échangeur est un système au sein duquel un fluide chaud et un fluide froid échangent une quantité de chaleur, chaque fluide ayant une entrée et une sortie distinctes [60]. Nous pouvons classer les échangeurs en fonction du mode d'écoulement des deux fluides, selon que l'écoulement des fluides est parallèle et de même sens (cocourant), parallèle et de sens contraire (contre-courant) ou bien perpendiculaires (courants croisés).

Les échangeurs à tubes sont les plus usuels ; plusieurs configurations se distinguent en fonction du nombre de tubes présents et de leurs dispositions (voir figure 1.15).

Afin d'augmenter l'échange thermique entre deux fluides dont l'un est moins bon caloporteur que l'autre, des ailettes sont ajoutées autour des tubes, ou même à l'intérieur, afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. Nous les retrouvons notamment dans le cas des échangeurs ayant comme fluides caloporteurs un liquide et un gaz (dans les machines frigorifiques par exemple).

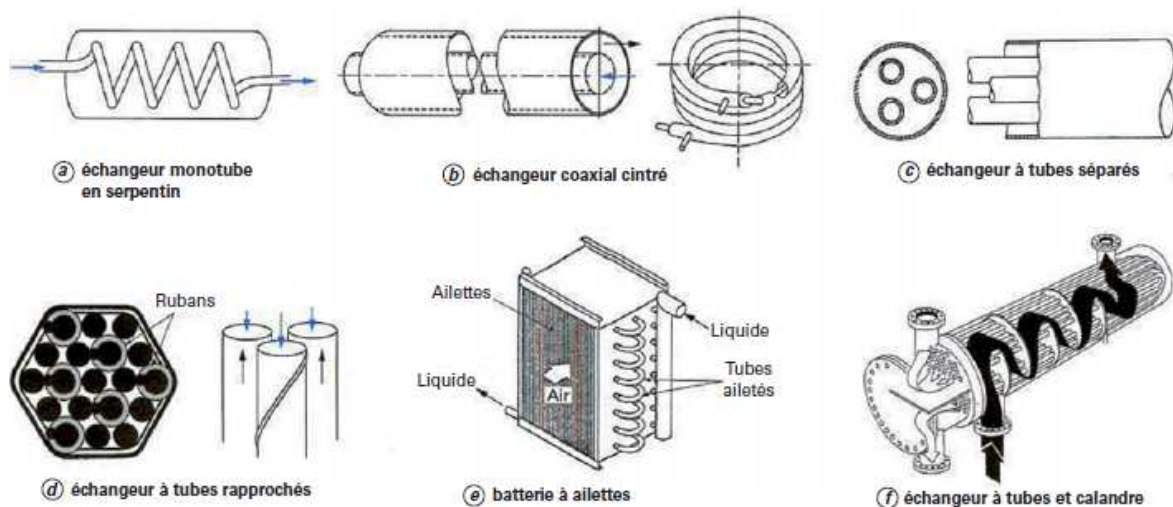


FIGURE 1.15 – Divers types d'échangeurs tubulaires [60]

Les techniques de refroidissement liquide à l'aide d'un échangeur sont déployées à plusieurs échelles. Il existe des systèmes intégrant un échangeur air/eau à l'arrière des baies

informatiques (ou à l'avant), au niveau de la sortie d'air chaud. La présence de l'échangeur permet de refroidir directement l'air chaud issu des serveurs, permettant ainsi de réduire au maximum l'emploi d'une climatisation traditionnelle.

Cette technique est étudiée par IBM en 2005 avec une baie d'une puissance de 32kW (cf. figure 1.16) [61]. Les essais ont montré qu'une quantité importante (50-60%) de la chaleur de la baie est cédée à l'échangeur, avec une température d'eau en entrée de 18°C et une température d'air en entrée de baie proche de 22°C . Le pourcentage restant est récupéré par la climatisation.

Comme l'échangeur est placé sur la face arrière de la baie, l'extraction de la chaleur est beaucoup plus efficace comparée à des unités de climatisation, qui se trouvent en périphérie des salles informatiques.

Udakeri et al. [62] ont effectué des simulations CFD pour comparer l'impact de cette solution hybride "air-liquide" avec des solutions traditionnelles de refroidissement (soufflage en faux-plancher ou faux-plafond) et ont montré des gains énergétiques importants dans le cas de la première solution.

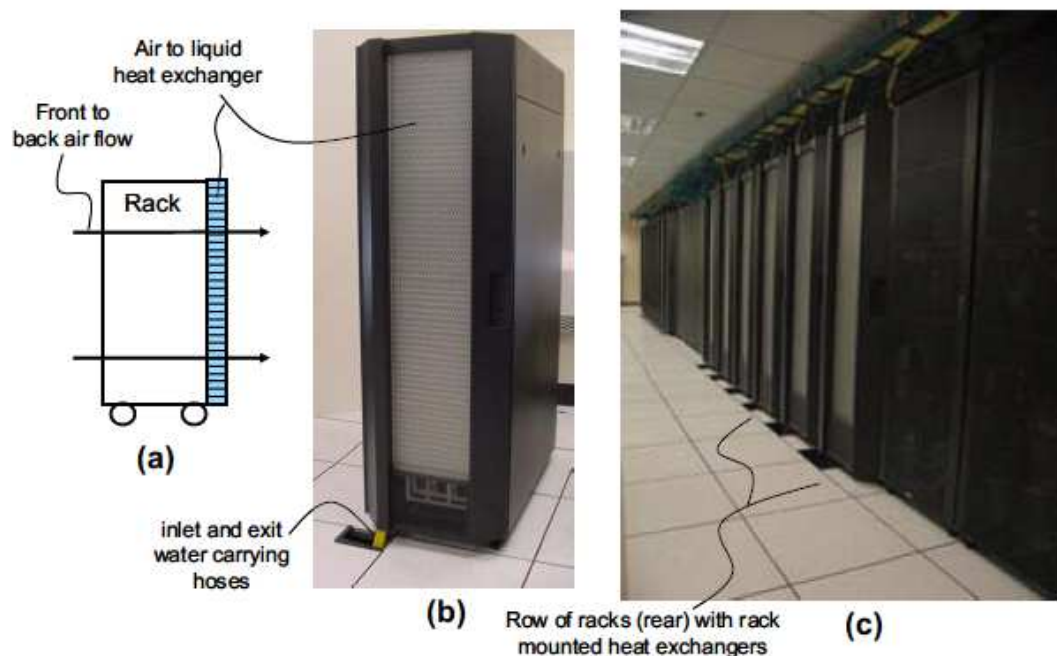


FIGURE 1.16 – Echangeur de chaleur IBM pour baie informatique [63]
(a) Vue de côté, (b) Montage sur une baie, (c) Application en data center

1.3.2.2 "Plaques froides"

Depuis 2008, IBM a également couplé des échangeurs air/eau à des "plaques froides" placées directement en contact avec les composants de puissance élevée [63, 64, 65]. Les supercalculateurs sont les principaux équipements visés par ces dispositifs car ils ont une densité de puissance plus grande que les serveurs. D'après Ellsworth et al. [63], pour un supercalculateur dissipant 72kW , le design du système de "plaques froides" permettrait de céder 80% de la puissance au circuit d'eau, soit 58kW .

Les "plaques froides" sont des blocs de cuivre (ou cuivre/aluminium) fixés directement sur les processeurs ainsi que sur les barrettes de mémoire vive et dans lesquels circulent de l'eau à température ambiante. Le fait que le refroidissement se produise à l'échelle du composant améliore l'efficacité de façon drastique. En effet, la plupart des composants à base de silicium ont une température de jonction maximale de 125°C . De ce fait, dans le

cas d'un échange quasi-direct avec les composants, pour s'assurer que la température de jonction ne dépasse pas sa limite, de l'eau à 45°C suffit, ce qui rend toute production de froid inutile. Les économies engendrées sont de l'ordre de 30% par rapport à un refroidissement avec une climatisation [64].

En 2012, Goth et al. [65] ainsi que Zimmermann et al. [66] ont publié des résultats prometteurs concernant le refroidissement de supercalculateurs par le biais d'échangeurs en contact direct avec les composants (cf. figure 1.17) sans employer de convection forcée, et avec un circuit d'eau dont la température est comprise entre 35° et 60°C. Cela permettrait en plus une réutilisation de l'eau chaude pour des applications de chauffage pour des locaux. Toutefois au vu des illustrations, le faible diamètre des canaux reliant chaque dissipateur laisse à penser que ce système engendrerait une perte de charge assez importante, d'où un choix de pompes de forte puissance qui viendrait entacher le bilan énergétique final.



FIGURE 1.17 – Aquasar : IBM BladeCenter QS22 [66]

1.3.2.3 Immersion dans un bain d'huile

Une des solutions de refroidissement par immersion consiste à plonger les équipements informatiques dans de l'huile minérale [67, 68]. Dans cette configuration, il n'y a pas de changement de phase. L'huile qui maintient la température des composants est renouvelée par un système de pompes, et le refroidissement de l'huile est assuré par une boucle d'eau ou un aéroréfrigérant externe. Eiland et al. [68] ont mené des essais sur un seul serveur immergé dans de l'huile minérale, avec une température d'entrée de 45°C et une faible consommation énergétique.

Haywood et al. [69] ont mené des études sur le refroidissement par immersion avec de l'huile minérale. La figure 1.18 montre le dispositif expérimental, qui comprend un contenant isolé dans lequel sont placés des serveurs informatiques. Ce contenant est lui-même placé dans un baril avec une pompe qui permet de faire circuler l'huile minérale jusqu'à un radiateur pour évacuer la puissance dissipée par les équipements informatiques. Les résultats ont montré que le refroidissement des composants est bien assuré et que la puissance thermique issue des composants pourrait permettre de faire fonctionner une unité de production frigorifique (à priori, 123 serveurs seraient capable d'alimenter une climatisation d'environ 35 kW).

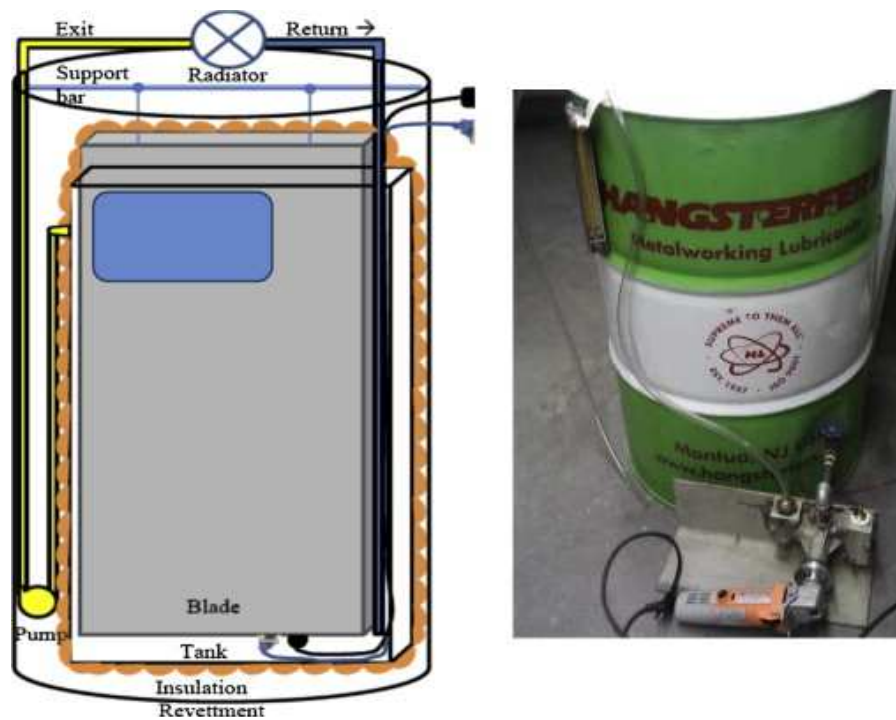


FIGURE 1.18 – Refroidissement par immersion dans de l'huile minérale [69]

1.3.3 Refroidissement diphasique

1.3.3.1 Caloducs

Les caloducs, ou tubes de chaleur (*heat pipes* en anglais), sont des dispositifs capables de transmettre des flux thermiques importants avec un très faible gradient de température. Les caloducs capillaires, les thermosiphons diphasiques ainsi que les caloducs oscillants sont les trois grands groupes de caloducs employés de nos jours. Leur principe de fonctionnement et leurs applications directes pour le refroidissement de composants électroniques sont détaillés.

Un caloduc est un système dans lequel un liquide est en équilibre avec sa vapeur (absence totale d'air ou de tout autre gaz) dans une enceinte étanche. Dans un tel système, le transport de la chaleur se fait depuis une source chaude, en contact avec l'évaporateur, vers une source froide, reliée au condenseur. La différence de pression existante entre l'évaporateur et le condenseur permet le déplacement de la vapeur, qui une fois condensée, retourne à l'évaporateur grâce aux forces de capillarité ou de gravité (uniquement si le condenseur se trouve au-dessus de l'évaporateur) suivant qu'il s'agisse d'un caloduc capillaire (cf. figure 1.19.a) ou d'un thermosiphon diphasique (cf. figure 1.19.b).

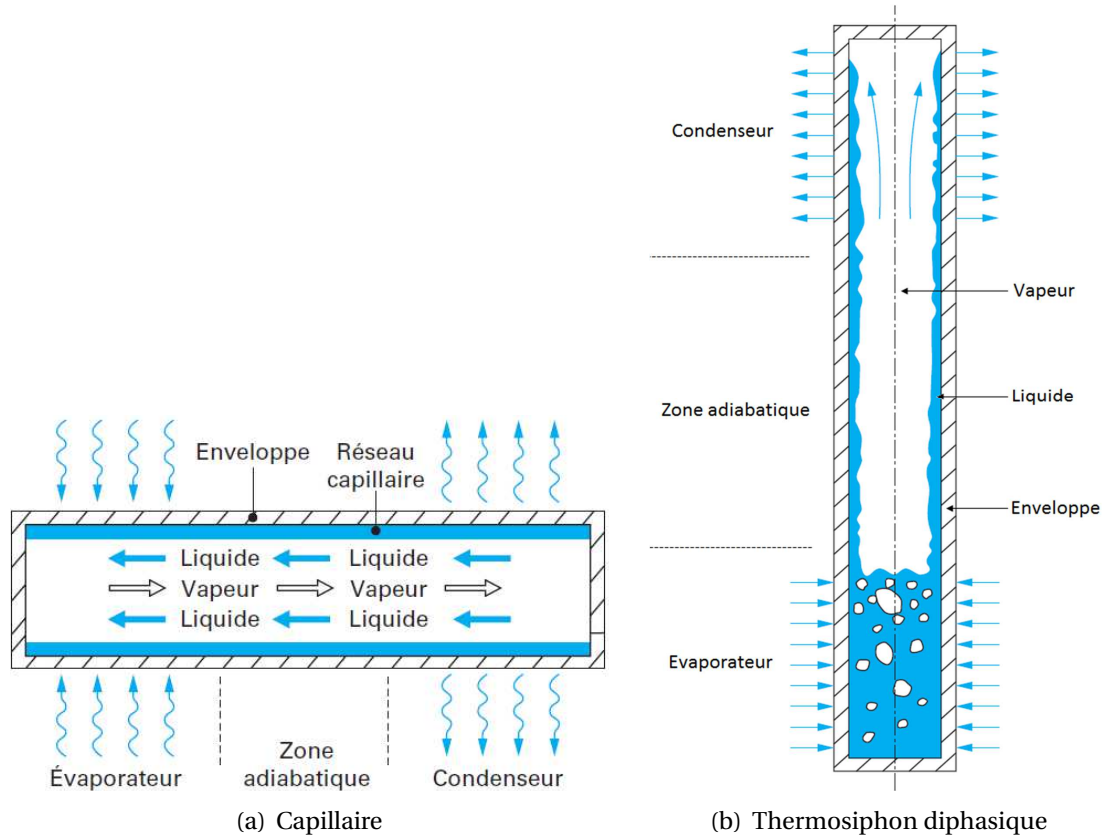


FIGURE 1.19 – Schéma de principe d'un caloduc [70]

L'exploitation de la chaleur latente lors du changement de phase du fluide présent dans le caloduc permet de transférer l'énergie thermique captée à la source chaude qui est ensuite transmise à la source froide par un second changement d'état. La puissance thermique P_{th} (en W) extraite par le caloduc est donnée par la relation suivante :

$$P_{th} = q_m L_v \quad (1.7)$$

avec q_m , débit massique du fluide dans le caloduc ($kg.s^{-1}$)

L_v , chaleur latente de vaporisation ($J.kg^{-1}$)

Xu [71] a effectué une étude sur le refroidissement des serveurs informatiques par le biais de caloducs. L'évaporateur est en contact avec les processeurs et le condenseur est placé sur une plaque froide avec un circuit d'eau, ce qui permet au caloduc expérimenté de récupérer jusqu'à 450W de chaleur et d'assurer le bon refroidissement des processeurs.

Différentes formes de caloducs ont été étudiées par Elnaggar et al. [72] et Wang et al. [73] afin de déterminer l'influence de la géométrie des caloducs et des dissipateurs sur la quantité de flux chaleur récupérée lors du refroidissement de composants électroniques. Un exemple de caloducs employé pour ce type de refroidissement est donné sur la figure 1.20.

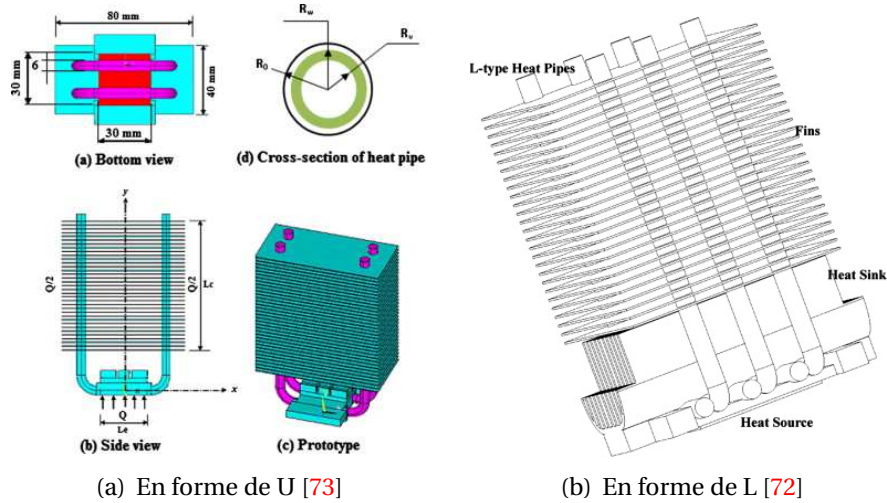


FIGURE 1.20 – Différentes formes de caloducs pour le refroidissement de composants

Wang et al. [74] ont étudié le comportement thermodynamique d'un système de refroidissement intégré pour les data centers qui combine un cycle de refroidissement à caloduc et un cycle de refroidissement par compression de vapeur. Des analyses thermodynamiques basées sur des données expérimentales montrent que le PUE des data centers utilisant ce système de caloduc peut être plus faible de 0,3, par rapport au refroidissement avec une climatisation. Les gains potentiels dépendent toutefois des conditions climatiques extérieures.

1.3.3.2 Boucles diphasiques

Contrairement aux caloducs décrits précédemment, les boucles diphasiques diffèrent par le fait que la vapeur et le liquide circulent dans des canalisations distinctes [75]. A l'instar d'un caloduc, le fluide caloporteur est en équilibre liquide-vapeur dans une boucle diphasique gravitaire et inclut un évaporateur (source chaude) et un condenseur (source froide) (cf. figure 1.21). Toutefois, elle dispose également de deux tubes de liaison dans lesquels le fluide circule sous l'effet de la pesanteur.

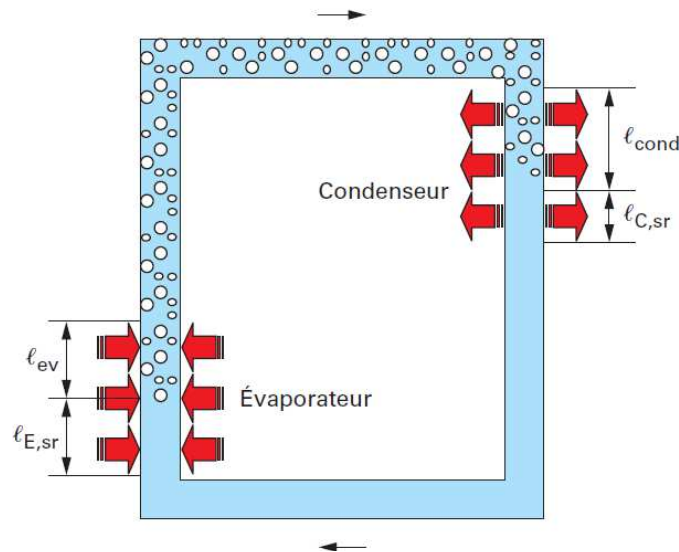


FIGURE 1.21 – Schéma de principe d'une boucle diphasique gravitaire [75]

Les boucles fluides diphasiques à pompage thermocapillaire (BFDPT) sont similaires aux boucles précédentes, excepté la présence d'une matrice poreuse située dans l'évaporateur qui fournit la pression motrice assurant la mise en mouvement du fluide. Un second élément

est caractéristique de ce dispositif : le réservoir diphasique, dont son emplacement dans la boucle va définir son interaction avec l'évaporateur. Sa position permet de distinguer deux types de BFDPT : les Capillary Pumped Loops (CPL) et les Loop Heat Pipes (LHP) dont le fonctionnement est identique (voir figure 1.22). Ce réservoir joue un rôle décisif car il permet de contrôler la température de fonctionnement de l'évaporateur, cette température pouvant être maîtrisée par un dispositif chauffant (résistance, module Peltier). Il assure également la fonction de volume tampon.

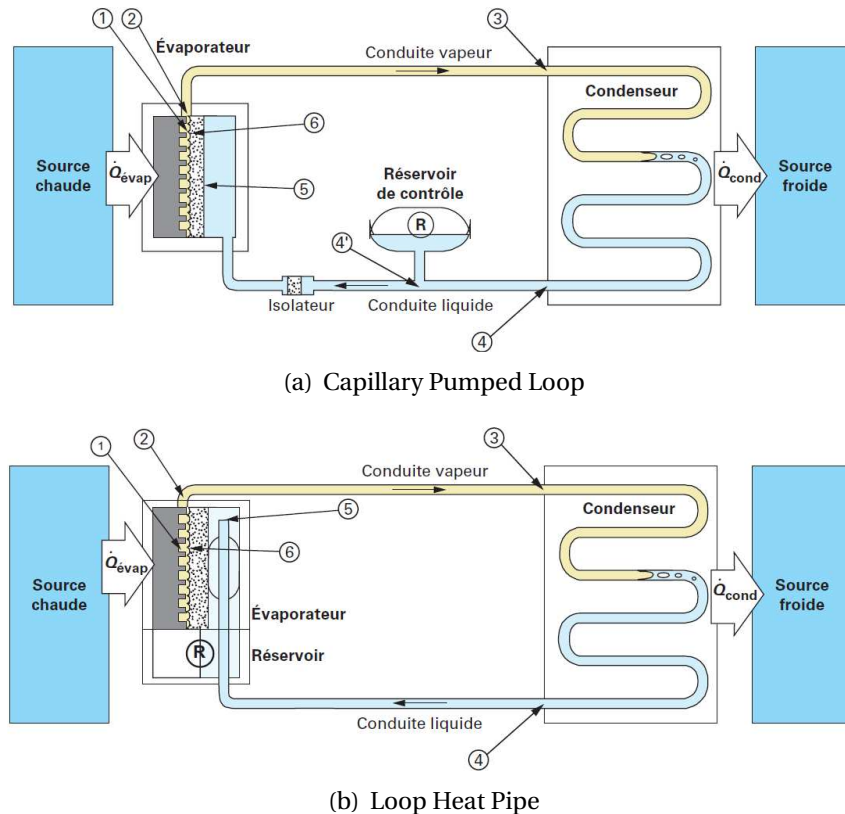


FIGURE 1.22 – Schéma de principe d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire [75]

Comme pour les caloducs, les boucles diphasiques sont employées pour le refroidissement des composants électroniques. Orange a déjà effectué des études sur le sujet, notamment pour améliorer le refroidissement passif des armoires de télécommunications [76, 77]. Les résultats ont montré que la puissance des équipements installés ne peut excéder 250 W avec un refroidissement à air traditionnel (convection forcée), tandis qu'elle peut atteindre jusqu'à 600 W en utilisant un système de boucles diphasiques.

Tian et al. [78] ont expérimenté le refroidissement d'une baie informatique avec une densité de puissance élevée. La baie est refroidie par un flux d'air canalisé, traversant deux échangeurs comprenant des boucles diphasiques qui sont situés sur les parties inférieures et supérieures de la baie. Le rejet de la puissance dissipée par les équipements informatiques se fait par une boucle d'eau (en free cooling ou en utilisant une production de froid selon les conditions de températures extérieures). Cette configuration permet alors de réduire la part de la consommation de la climatisation de 46%.

Le refroidissement de super-ordinateurs par des boucles diphasiques a été étudié par Chernysheva et al. [79]. Le procédé de fonctionnement est montré sur la figure 1.23 et permet de refroidir jusqu'à 600 W d'équipements avec des températures en entrée de la boucle d'eau comprises entre 20 et 80°C.

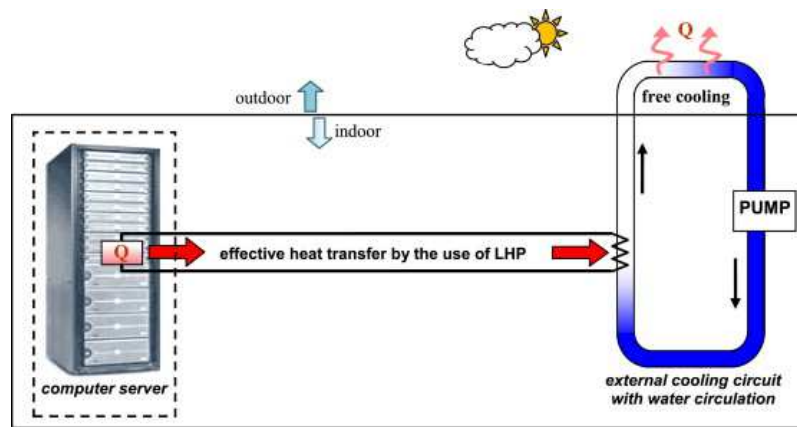


FIGURE 1.23 – Boucles diphasiques dédiées au refroidissement de composants [79]

Des études sur l'intégration de boucles diphasiques dans des serveurs ont été menées par McGlen et al. [80], avec un refroidissement à l'échelle des composants avec un système couplé de boucles diphasiques et de convection forcée (à air ou à eau en fonction de la puissance dissipée au niveau de l'évaporateur).

1.3.3.3 Immersion dans un liquide à changement de phase

Ce type de refroidissement présente de nombreux avantages par rapport aux autres modes de refroidissement car il permet d'atteindre des densités de flux importantes [81]. De plus il est possible de contrôler la température d'un composant en choisissant la température d'ébullition de fluide adéquate (le choix se porte alors sur les composants avec la température limite la plus faible), et d'immerger tous les composants et leurs supports (exceptés les disques durs mécaniques non étanches). Il est toutefois important de vérifier la compatibilité chimique du fluide avec les différents matériaux constituant les équipements à immerger.

La figure 1.24 représente l'un des deux principaux modes d'ébullition : l'ébullition libre (ou en vase), dans lequel les vapeurs de fluide issues de l'évaporation au niveau des sources chaudes s'élèvent vers le condenseur, puis retombent sous l'effet de la gravité. Ce premier mode de refroidissement est dit passif, par comparaison avec le second, qui est l'ébullition en écoulement forcé, où le fluide est mis en mouvement par une action extérieure.

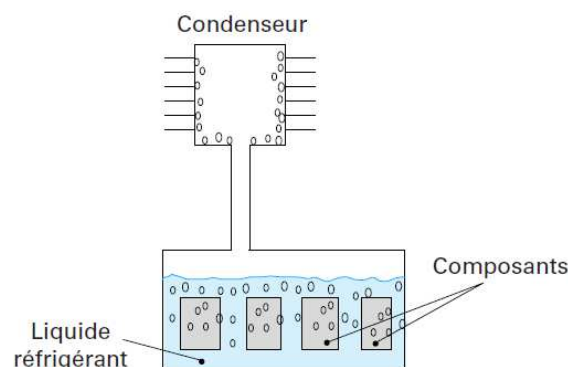


FIGURE 1.24 – Refroidissement liquide par ébullition [81]

La société 3M a mis au point des fluides diélectriques dédiés initialement à la protection incendie des installations électriques. A l'échelle de laboratoires, des travaux de recherche ont été initiés pour leurs applications dans le domaine du refroidissement des composants

électroniques. La particularité de certains de ces fluides réside dans leur température d'ébullition assez basse (plusieurs possibilités entre 34 et 76°C). Par exemple, ils sont employés dans le cadre du refroidissement par changement de phase dans des cuves où sont immergés des serveurs informatiques (voir figure 1.25.a). Barnes et Tuma [82, 83] ont montré l'intérêt de cette solution, notamment au niveau des gains économiques possibles sur le système de refroidissement comparé à une climatisation à air classique, ainsi que sur la densité de puissance qui peut être installée. Guess et al. [84] ont montré que la mise en place de plaques micro-poreuses sur la surface des composants permet d'intensifier les transferts. Ils ont abouti à une augmentation des échanges de 300%.

La société Iceotope et l'université de Leeds emploient ce fluide à l'échelle d'un serveur [85, 86], comme le montre la figure 1.25.b : celui-ci est fermé hermétiquement et est rempli d'une certaine quantité de fluide diélectrique. Le système de refroidissement situé en partie supérieure du boîtier permet via une circulation d'eau de condenser les vapeurs de fluide et de récupérer la chaleur dissipée par les composants.

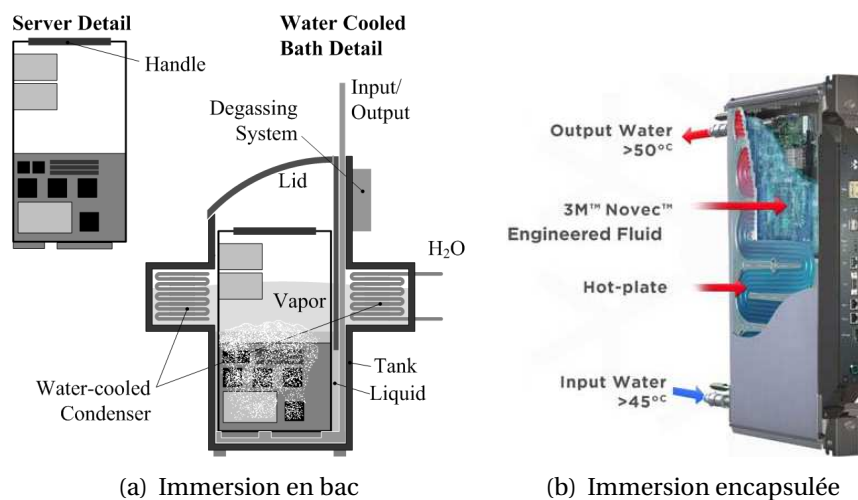


FIGURE 1.25 – Systèmes d'immersion pour serveurs avec du 3M Novec [83, 86]

Warrier et al. [87] ont étudié plus de 30 fluides diélectriques afin d'identifier lesquels de ces fluides pourraient être employés dans le refroidissement par immersion des équipements électroniques.

1.3.4 Potentiels de réutilisation de la chaleur

L'intérêt du refroidissement liquide est d'avoir des fluides avec des chaleurs spécifiques plus importantes que l'air et de pouvoir réutiliser plus efficacement la chaleur [66]. Cet aspect n'est pas toujours exploité dans un système de conditionnement d'air traditionnel, malgré quelques applications (par exemple, la valorisation du circuit d'eau chaude des machines frigorifiques).

Ebrahimi et al. [88] ont dressé un bilan non exhaustif de différents procédés permettant de valoriser l'énergie récupérée par le système de refroidissement des data centers, qu'il s'agisse de refroidissement à air, liquide ou diphasique. Ces procédés incluent par exemple le chauffage de locaux tertiaires ou résidentiels, le pré-chauffage des centrales au charbon, la production directe d'électricité (thermoélectricité, piézoélectricité) ou bien le dessalement de l'eau de mer. Leurs études ont notamment mis en avant deux procédés ayant un fort potentiel : l'emploi de machines frigorifiques à absorption et des cycles de Rankine organiques. Les figures 1.26.a et 1.26.b montrent le principe de fonctionnement de ces systèmes, qui fonctionnent avec des températures d'eau en sortie de data centers comprises entre 65 et 90°C (températures de sortie d'eau potentielles du refroidissement liquide ou diphasique).

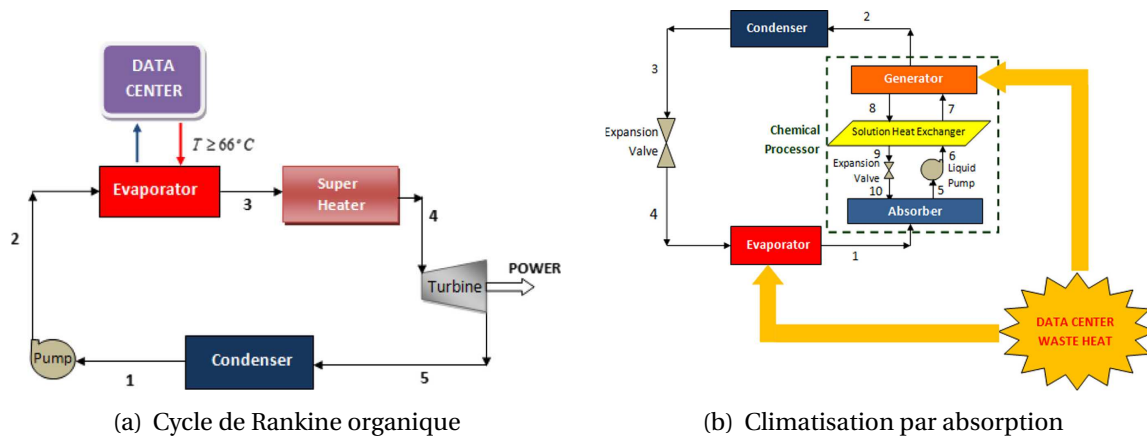


FIGURE 1.26 – Exemples de systèmes de revalorisation de l'énergie des data centers [88]

Zimmermann et al. [89] ont également mis en évidence différents procédés de réutilisation directe de l'énergie thermique produite par les data centers en introduisant un indicateur, nommé "*valeur économique de la chaleur*" et défini comme étant le ratio entre le coût d'un kWh de chaleur produit par les énergies fossiles et le coût d'un kWh de chaleur produit par les data centers. Leur étude a permis de quantifier cet indicateur en fonction de la température de sortie d'eau du système de refroidissement liquide d'un centre de données (cf. figure 1.27).

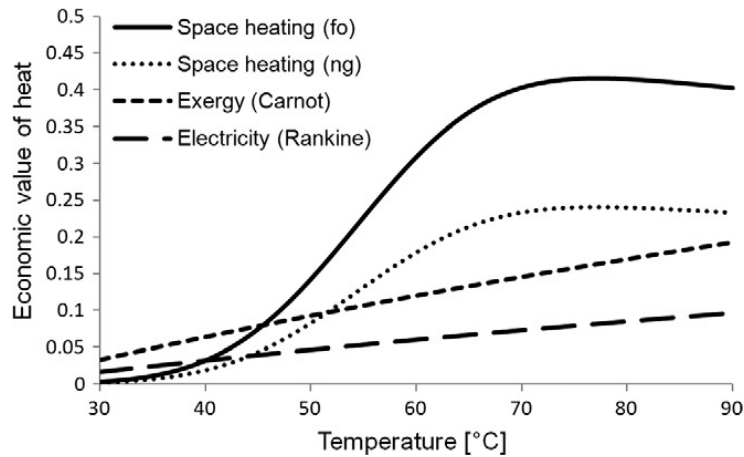


FIGURE 1.27 – Valeur économique de chaleur pour différents procédés de refroidissement [89]

Enfin, plusieurs études mettent en avant la solution de chauffage de bâtiments tertiaires ou résidentiels grâce à la récupération de l'eau chaude issue des data centers. Brunschwiller et al. [90] ont mis au point un concept qui permettrait de transformer en cinq ans un data center en une architecture "zéro-émission", dans le sens où chaque kWh dépensé pour le fonctionnement des serveurs serait réutilisé pour le chauffage de locaux durant la saison froide ou la production annuelle d'eau chaude.

Zachary Woodruff et al. [91] ont quant à eux mis en place un réseau nodal permettant de modéliser un data center comme un centre distributeur de chaleur pour plusieurs bâtiments, en fonction des besoins de chaque partie, et ainsi réduire la facture énergétique et les émissions de gaz à effets de serre de chacun des acteurs.

1.4 Conclusion

Ce premier chapitre dédié à l'état de l'art a permis de voir que l'augmentation de la consommation énergétique des data centers n'est pas près de fléchir. Les évolutions technologiques des équipements ont tendance à augmenter la puissance dissipée dans les salles informatiques. D'où la nécessité de refroidir les composants informatiques dans des plages climatiques bien définies, qui impose l'utilisation d'une climatisation.

Après avoir identifié le refroidissement liquide des équipements informatiques comme un des principaux leviers de réduction de consommation, nous avons détaillé les différentes solutions existantes. Celles-ci reposent majoritairement sur l'utilisation de l'air comme fluide caloporteur et l'emploi de machines frigorifiques énergivores. Des améliorations au niveau du mode de fonctionnement ont été apportées avec le free cooling, qui permet d'utiliser "gratuitement" l'air froid extérieur lorsque les conditions climatiques sont favorables. Cependant, au vue de la croissance importante de la densité de puissance dans les centres de données, il est indispensable de rechercher d'autres solutions pour l'avenir.

Une des voies pour réduire significativement la consommation des data centers devrait être l'utilisation du refroidissement liquide. En effet, l'état de l'art indique clairement des gains importants au niveau de la consommation énergétique des systèmes de refroidissement tout en maintenant les composants électroniques en-dessous de leur température limite. Les procédés diffèrent en fonction du mode de transfert de la chaleur qui leur est associé, ce qui permet d'envisager un grand panel de nouvelles solutions. Un état de l'art sur le refroidissement par immersion sans ou avec changement de phase est également fait.

Par ailleurs, les possibilités de valorisation de la chaleur récupérée à l'aide d'un fluide liquide sont en théorie plus intéressante. Il est donc indispensable de prendre en compte cet aspects afin d'aboutir à une minimisation globale de l'impact énergétique des data centers.

Chapitre 2

Refroidissement d'une baie par un échangeur air/eau

Sommaire

2.1 Description du dispositif expérimental	31
2.1.1 Equipements informatiques	31
2.1.2 Instrumentation de la baie	32
2.1.3 Configurations étudiées	34
2.2 Résultats et discussions	36
2.2.1 Refroidissement à air sans échangeur	36
2.2.2 Refroidissement à air avec échangeur	40
2.3 Simulations numériques	45
2.3.1 Modélisation de la baie et de l'échangeur	45
2.3.2 Identification des paramètres	48
2.3.3 Comparaisons expériences/simulations	53
2.3.4 Etude de sensibilité	55
2.4 Conclusion	57

Ce chapitre est consacré à la présentation des études expérimentales et numériques menées sur une baie informatique refroidie classiquement par un flux d'air et par un échangeur air/eau. Bien que ce type de refroidissement soit bien connu et fasse l'objet de nombreux brevets [92, 93, 94], ces travaux visent dans un premier temps à effectuer une analyse d'un système de refroidissement de référence par air.

Des équipements informatiques réels sont utilisés dans des conditions d'ambiance stabilisées. Une instrumentation complète est réalisée jusqu'à l'échelle du composant, de façon à pouvoir effectuer un bilan énergétique précis (mesures des températures et débits d'air, des puissances électriques, des conditions d'ambiance) et à s'assurer que la fonction refroidissement est correctement assurée pour tous les composants électroniques. Une seconde expérimentation est ensuite mise en place, en conservant les équipements électroniques. L'objectif est cette fois d'étudier le refroidissement à eau à l'échelle de la baie, à l'aide d'un échangeur air/eau à plaques. Une instrumentation sur le circuit d'eau (températures et débit, puissances électriques) vient compléter l'instrumentation déjà initiée, pour être en mesure d'effectuer des bilans énergétiques au niveau de l'échangeur. A partir des résultats ex-

périmentaux obtenus, une modélisation numérique par méthode nodale est entreprise à l'échelle de la baie et de l'échangeur.

2.1 Description du dispositif expérimental

2.1.1 Equipements informatiques

Quatorze serveurs en position verticale sont disposés horizontalement dans une baie, équipée de modules d'alimentation et de ventilation (cf. figure 2.1). Le renouvellement de l'air dans les serveurs et les alimentations est assuré par quatre ventilateurs centrifuges placés à la sortie de la baie. Le flux d'air est aspiré en face avant de la baie et est rejeté en face arrière. Les modules d'alimentation électrique des serveurs sont également équipés de ventilateurs de faible puissance. Le débit d'air extrait est régulé automatiquement en fonction de la température d'air en entrée. La baie est placée dans une enceinte qui peut être contrôlée en température. Les dimensions extérieures de l'enceinte, de la baie et d'un serveur sont données dans le tableau 2.1.

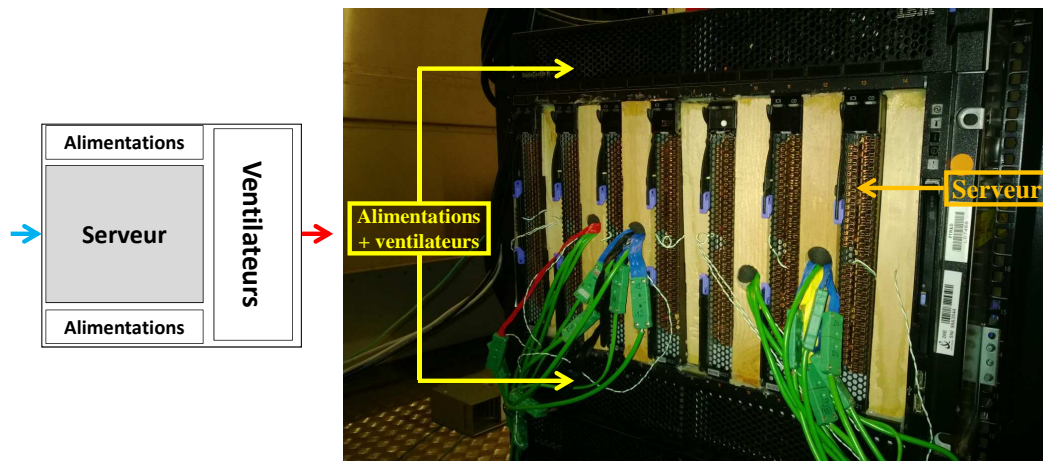


FIGURE 2.1 – Baie équipée des serveurs

TABLEAU 2.1 – Principales dimensions du dispositif expérimental

Dimensions	Enceinte	Baie	Serveur
Hauteur (cm)	320	206	23,5
Largeur(cm)	396	80	3,1
Profondeur (cm)	306	80	44,5

La figure 2.2 et le tableau 2.2 ci-dessous recensent les composants majeurs présents dans les serveurs sans leurs dissipateurs respectifs afin de mieux distinguer leurs emplacements et dimensions. La photographie d'un serveur avec ses dissipateurs est donnée en annexe A.2. Le sens de l'écoulement d'air qui va assurer le refroidissement des composants se fait de la gauche vers la droite par rapport à la figure. Les valeurs de température limite correspondent aux températures maximales que peuvent atteindre les composants avant la dégradation de leur fonctionnement. Les valeurs données dans le tableau 2.2 sont spécifiques aux composants des serveurs utilisés durant la thèse. La puissance électrique maximale consommée par un serveur est de l'ordre de 220 Watts.

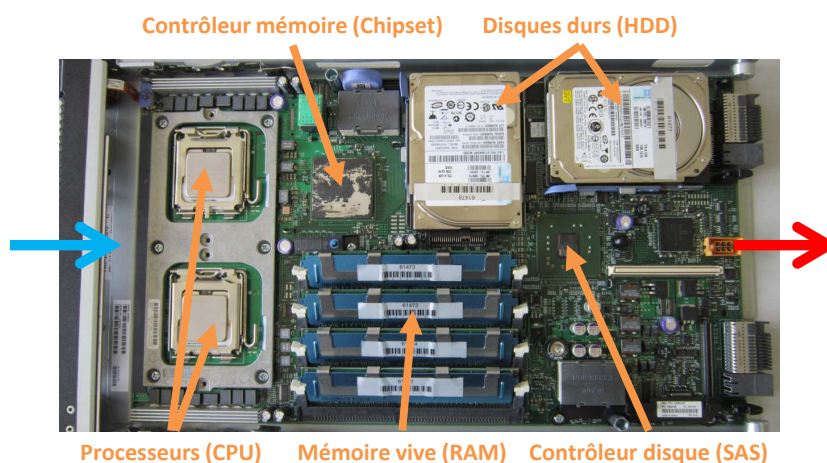


FIGURE 2.2 – Identification des principaux composants d'un serveur

TABLEAU 2.2 – Principaux composants d'un serveur

Composant	Rôle	Température limite
CPU	Exécute les instructions des programmes par le biais d'opérations de base arithmétique, logique ou d'entrée/sortie du système	66°C (en surface)
RAM	Stocke temporairement les données informatiques lors de leur traitement	95°C (en surface)
HDD	Permet le stockage des données	55°C (ambiante)
SAS	Gère la lecture/écriture des données du disque dur	115°C (en surface)
Chipset	Traduit les requêtes de lecture ou d'écriture de mémoire en provenance du processeur vers la mémoire vive	105°C (en surface)

Le système d'exploitation Linux a été installé sur tous les serveurs afin de mettre en place certains programmes destinés à faire varier la puissance dissipée par les composants. Deux types de charge de travail des composants ont été retenues, qui serviront lors des expérimentations :

- charge de travail minimale, qui sera notée ultérieurement comme " P_{MIN} " : les composants sont ici sollicités au minimum, seul le système d'exploitation est lancé. La chaleur à évacuer par la ventilation est au plus faible ;
- charge de travail maximale, qui sera notée ultérieurement comme " P_{MAX} " : dans ce cas, les processeurs fonctionnent à leur capacité maximale. D'autres composants comme la mémoire vive (RAM) et les disques durs (HDD) sont sollicités. Le but est d'atteindre la consommation électrique maximale pour chaque serveur, permettant ainsi de dégager le maximum de chaleur possible par les équipements informatiques.

2.1.2 Instrumentation de la baie

Afin de disposer d'un bilan thermique précis sur la partie refroidissement à air des composants, les températures d'air sont mesurées en entrée de chaque serveur et en sortie de

baie au niveau de chaque bouche d'extraction des ventilateurs centrifuges. En faisant l'hypothèse que tous les serveurs sont refroidis de la même manière, des thermocouples de type K sont installés à l'intérieur de quatre serveurs afin de suivre l'évolution des températures de surface (ou ambiante locale) des composants de puissances élevées (CPU, chipset, SAS, RAM et HDD) (Figure 2.3). Pour réduire le caractère intrusif de ces mesures internes aux serveurs, des fils de thermocouples de diamètre 0,1 mm sont utilisés, avec des jonctions comprises entre 0,2 et 0,3 mm. Pour la mesure des températures de surface des composants, les thermocouples sont placés entre les composants et leurs dissipateurs (fixation mécanique entre les deux surfaces). Une instrumentation est également mise en place pour visualiser les variations de la température de l'air à l'intérieur des serveurs (cf. figure 2.3). Les températures d'air à l'intérieur de l'enceinte sont également relevées.

Deux types de centrales d'acquisition sont utilisées pour la majeure partie des mesures de températures qui sont soit une *Agilent 34972A LXI*, soit des *Fluke Hydra Series II*. La température de référence pour la compensation de soudure froide des thermocouples est directement intégrée aux centrales.

Toute la chaîne de mesures en température (thermocouples+centrales d'acquisition) a été préalablement étalonnée via un bain thermostaté *Lauda RE104* et une sonde *PT-100 Pico SE012+PT-104 data logger*, permettant ainsi d'obtenir une incertitude de 0,1°C sur les mesures de température. L'étalonnage s'est fait suivant quatre points (20, 45, 70 et 90°C) qui correspondent à la plage de températures susceptibles d'être rencontrées dans l'étude. Une régression linéaire est ensuite appliquée pour obtenir la valeur de la température corrigée pour chaque thermocouple. La période d'acquisition des températures est de 15 secondes. Pour mesurer le taux d'humidité relative lors des essais, une sonde *HygroFlex HF5* est installée sur une des parois de l'enceinte, à proximité de la face avant des serveurs.

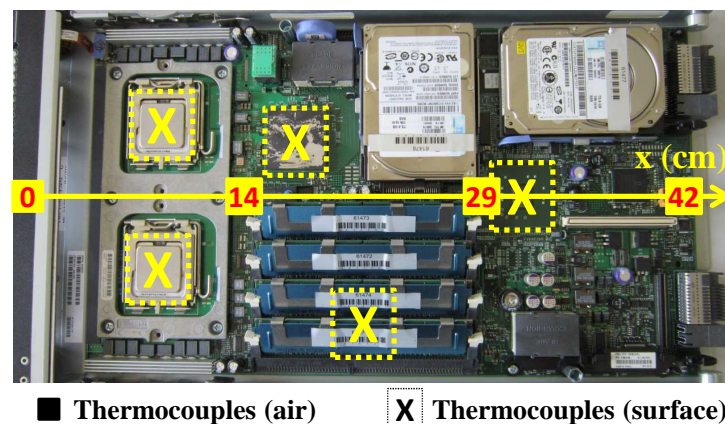


FIGURE 2.3 – Emplacement des thermocouples dans un serveur instrumenté

Le moyen de mesure retenu pour calculer le débit entrant dans les serveurs (en face avant de la baie) est la mesure de vitesse à l'aide de plusieurs anémomètre à fil chaud. Pour ces mesures ponctuelles de vitesse, la surface d'entrée d'air est maillée du fait de la non-uniformité du champ de vitesses. Des mesures de vitesses sont également effectuées à l'arrière de la baie au niveau des extractions d'air chaud. Les surfaces de mesures sont divisées en quatre surfaces égales et plus petites, puis les mesures de débit sont effectuées sur ces quatre surfaces simultanément avec les quatre capteurs. Les capteurs de vitesse utilisés sont des *Kimo CTV 210* et la période d'échantillonnage des mesures de vitesse est de 2 secondes.

Enfin, les puissances électriques consommées par les ventilateurs centrifuges et par les alimentations des serveurs (et des ventilateurs des alimentations) sont enregistrées par un énergimètre *Fluke434*. Un module de gestion interne permet de visualiser la puissance de chaque élément de la baie, jusqu'à l'échelle d'un serveur. Dans le cadre du refroidissement

à air sans échangeur, les données utilisées lors des comparaisons d'efficacité énergétique seront celles issues de la littérature.

Les incertitudes des différents capteurs sont renseignées dans le tableau 2.3.

TABEAU 2.3 – Capteurs et leurs incertitudes de mesures

Capteur	Précision (VM=Valeur Mesurée)
Température	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
Anémomètre	$\pm 3\% \text{ VM} \pm 0,1 \text{ m/s}$
Energimètre	$\pm 1,5\% \text{ VM} \pm 10 \text{ W}$

2.1.3 Configurations étudiées

2.1.3.1 Refroidissement classique par air

Dans un premier temps, la baie est placée dans une enceinte qui peut être contrôlée en température par un système de climatisation (cf. figure 2.4). Cela nous permet d'étudier dans un premier temps le comportement des équipements dans le cas d'un refroidissement classique par air sans échangeur.

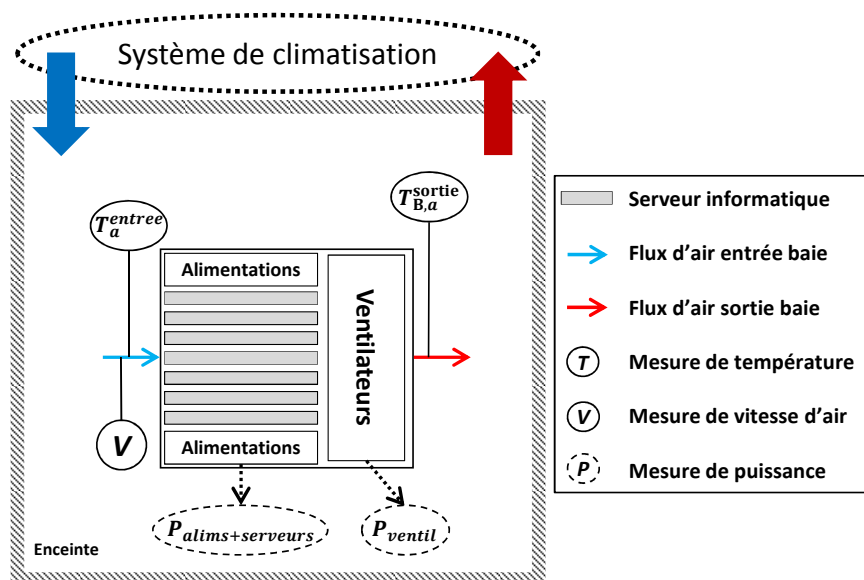


FIGURE 2.4 – Schéma du dispositif expérimental sans échangeur

2.1.3.2 Introduction d'un échangeur air/eau

La configuration initiale (enceinte et serveurs) reste identique à la configuration précédente. Le système de climatisation associé à l'enceinte n'est plus utilisé.

Un échangeur à ailettes air/eau est monté au plus près de la sortie d'air chaud de la baie (cf. figure 2.5). Il s'agit d'un échangeur à courants croisés d'une surface totale de 37m^2 . Des parois solides ont été installées pour canaliser le flux d'air entre la baie et l'échangeur. Un circuit hydraulique comprenant une pompe *Grundfos Magna 25-60-180* et un aéroconvecteur extérieur est connecté à l'échangeur. La baie et l'échangeur sont placés à l'intérieur de l'enceinte de manière à ce que les échanges de chaleur avec l'environnement extérieur soient

limités aux pertes à travers les parois. La pompe ainsi que les conduites d'eau de l'installation hydraulique ont été calorifugées.

Afin de réaliser des bilans thermiques dans cette configuration, une instrumentation complémentaire a été mise en œuvre :

- des thermocouples gainés de type K et de diamètre 3 mm sont introduits dans le circuit d'eau en entrée et en sortie d'échangeur, de manière à pouvoir déterminer la puissance thermique cédée à l'eau dans l'échangeur ;
- des thermocouples sont placés dans l'air de part et d'autre de l'échangeur (cf. figure 2.6), afin de pouvoir effectuer le bilan énergétique sur l'air traversant l'échangeur. Ces derniers thermocouples ont été placés sur des supports de sorte à mailler la surface de passage de l'air (8 thermocouples de part et d'autre pour une surface de 0,3 m²). Le maillage a été conçu de façon à ce qu'un thermocouple sur deux soit placé en face d'une sortie d'air de ventilateur. Les valeurs données par les thermocouples en entrée et en sortie sont par la suite moyennées.

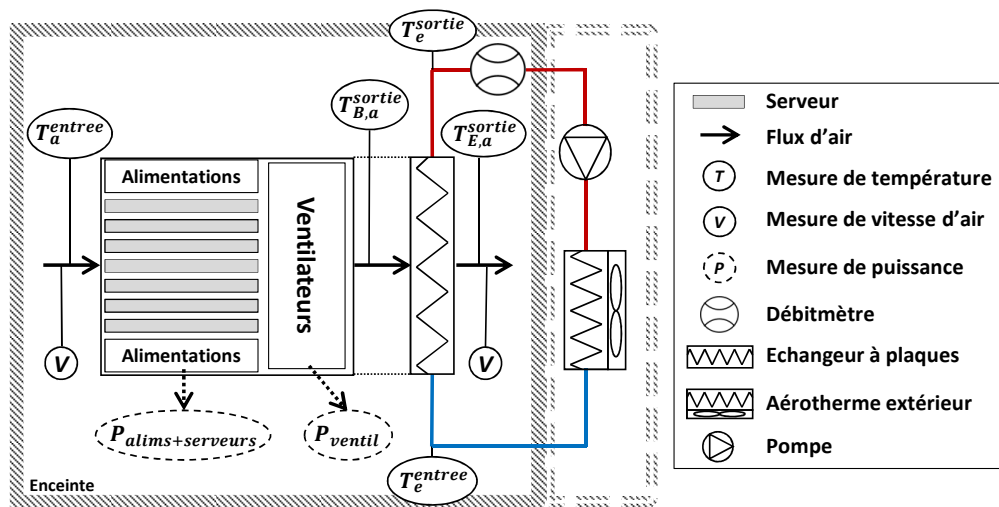


FIGURE 2.5 – Schéma du dispositif expérimental avec échangeur

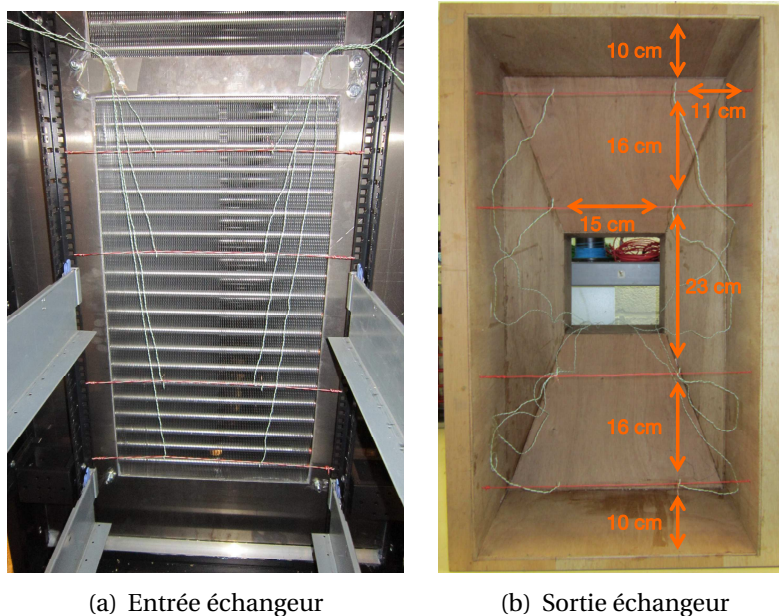


FIGURE 2.6 – Disposition des thermocouples en entrée et sortie d'échangeur

Un thermocouple est également placé à proximité de l'aéroconvecteur pour suivre l'évolution de la température à l'extérieur. La période d'échantillonnage est de 15 secondes pour les mesures de température.

Les consommations électriques de la pompe et l'aéroconvecteur sont mesurées avec un énergimètre *Fluke434* avec des mesures toutes les 15 secondes.

La détermination de la puissance thermique cédée par l'air à l'eau à travers l'échangeur implique la mesure des vitesses d'air en sortie d'échangeur. La surface de sortie de l'échangeur de dimensions $750\text{mm} \times 400\text{mm}$ dans le plan vertical est réduite à $220\text{mm} \times 220\text{mm}$ via un convergent afin de diminuer le nombre de points de mesure (cf. figure 2.6.b.). Les vitesses sont mesurées en quatre points dans la dernière section du convergent avec une période d'échantillonnage de 2 secondes.

Les mesures de débit d'eau sont assurées par un débitmètre magnéto-inductif *IFM ELECTRONIC SM8050* placé entre l'échangeur et la pompe, avec une période d'acquisition de 15s. L'incertitude de mesure de cet appareil est indiquée dans le tableau suivant.

TABLEAU 2.4 – Incertitudes de mesures pour le débit d'eau

Capteur	Précision (VM=Valeur Mesurée)
Débitmètre (eau)	$\pm 2\% \text{ VM} \pm 0.5 \text{ L/min}$

2.2 Résultats et discussions

Les protocoles d'essais et les résultats des études expérimentales du refroidissement de la baie sans et avec échangeur air/eau sont analysés et comparés. L'instrumentation de quatre serveurs ont permis de mettre en évidence une reproductibilité des différentes mesures, avec des écart-types compris entre 0,4 et 1,2°C pour les composants, de l'ordre de 0,7°C pour les températures d'air. Nous faisons donc l'hypothèse que le comportement thermique de chaque serveur est identique. Les températures présentées en régime stationnaire sont moyennées sur l'ensemble des mesures durant un intervalle de temps d'une heure.

2.2.1 Refroidissement à air sans échangeur

Différents essais sont réalisés avec des variations de paramètres opératoires, listés ci-dessous, afin de cerner le comportement des équipements (un seul paramètre est modifié à chaque essai) :

- température d'air en entrée : 20, 25 et 30°C. Cette plage de températures, qui est généralement retrouvée dans les data centers, permet de suivre l'évolution du système en fonction de la température d'air en entrée de la baie ;
- puissance des serveurs : P_{MIN} et P_{MAX} . Comme décrit précédemment, cela permet de modifier la puissance électrique consommée par les composants des serveurs, et donc la puissance thermique totale de la baie à évacuer par le système de refroidissement.

Nous nous intéressons dans un premier temps à l'évolution du débit d'air en fonction de la température d'air en entrée de baie. La figure 2.7a montre l'évolution du débit d'air total traversant la baie (comprenant les alimentations et les serveurs), tandis que la figure 2.7b montre uniquement le débit d'air à travers un seul serveur. Le débit d'air augmente progressivement avec la température d'air en entrée de manière non linéaire, avec une très faible hausse entre 20 et 25°C (+2%) et une forte augmentation entre 25 et 30°C (+36%). Nous pouvons également constater que le débit d'air n'est pas fonction de la puissance dissipée par la baie.

Des mesures de vitesses d'air en face avant des serveurs montrent que 42% du débit total de la baie se retrouve au niveau des serveurs. Plus de la moitié du débit d'air permet donc de refroidir les alimentations des serveurs, ce qui est disproportionné par rapport aux puissances dissipées par les alimentations. La vitesse moyenne d'air en face avant des serveurs est comprise entre 2 m.s^{-1} et 3 m.s^{-1} . Nous nous attendons donc à avoir des vitesses d'air beaucoup plus élevées au niveau des composants, du fait des réductions des sections de passage dans les serveurs.

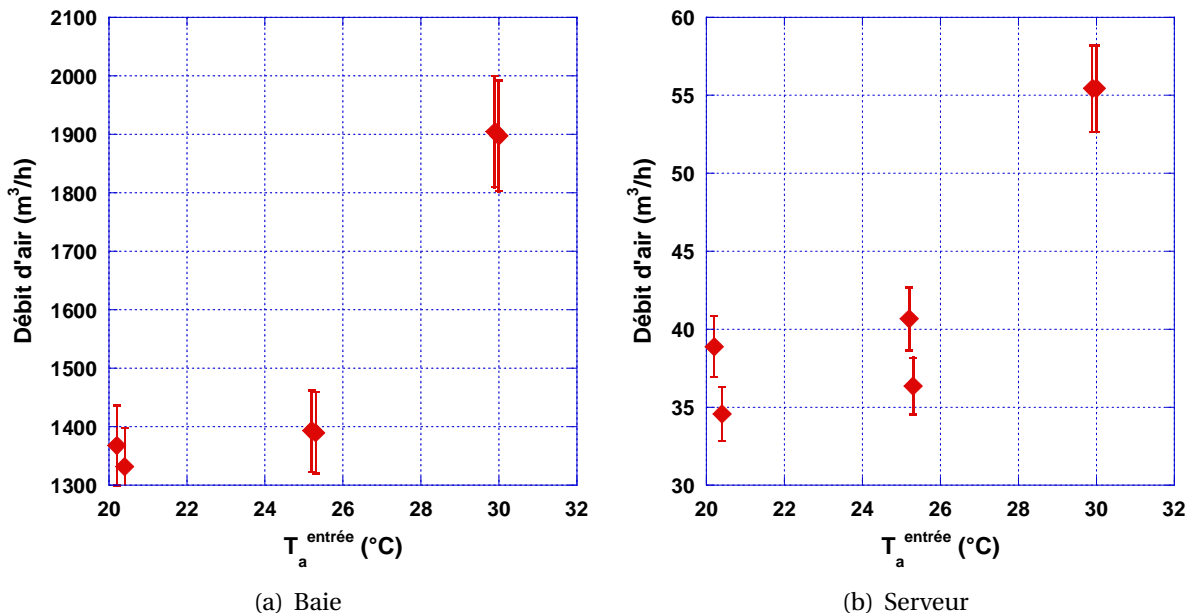


FIGURE 2.7 – Débits d'air mesuré en fonction de la température d'air en entrée (baie et serveur)

La figure 2.8 donne un récapitulatif des mesures de températures des composants à P_{MIN} et P_{MAX} pour différentes valeurs de températures d'air en entrée. Nous constatons que le refroidissement des composants est bien assuré, les températures limites de fonctionnement n'étant pas atteintes quel que soit le scénario.

L'élévation des températures entre les deux puissances est notable, surtout pour les CPU qui voient une hausse moyenne de leur température de surface d'environ $12,4^\circ\text{C}$. Les températures augmentent de $5,8^\circ\text{C}$ pour le Chipset, de $4,4^\circ\text{C}$ pour le SAS et de $9,8^\circ\text{C}$ pour la RAM.

Nous remarquons que les températures de surface des composants sont plus faibles lors des essais avec une température d'air en entrée de baie de 30°C par rapport aux essais à 25°C . Le débit d'air plus important dans le premier cas explique ce phénomène : l'échange convectif étant plus important et la puissance dissipée restant identique, l'écart de température est réduit même avec une température d'air en entrée plus élevée.

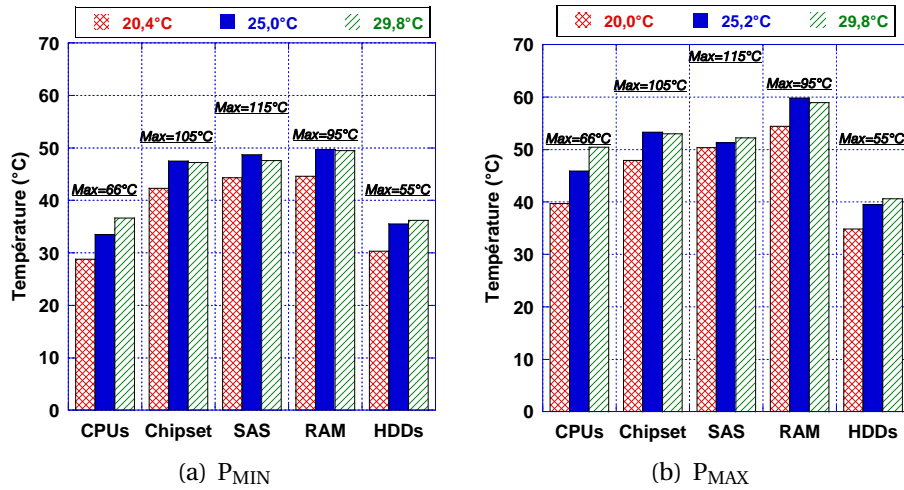


FIGURE 2.8 – Températures des composants en fonction de la puissance dissipée et de la température d'air en entrée

La figure 2.9 montre l'évolution de la température de l'air dans les serveurs. Nous observons dans un premier temps que ces variations de températures permettent de visualiser la distribution de puissance dans le serveur. En effet, la dissipation de puissance est plus importante en entrée des serveurs, où sont placés les composants les plus dissipatifs (CPU). Entre $x=0$ et $x=29$ cm, les température d'air augmentent en moyenne de 9,8°C à P_{MIN} et 15,0°C à P_{MAX} . Ensuite, la hausse des températures est plus faible entre $x=29$ et $x=42$ cm avec une augmentation de 3,8 et 1,7°C pour chaque mode de puissance. Nous notons que l'évolution des températures est quasi-linéaire, avec un écart moyen de température entre la sortie et l'entrée des serveurs de 13,6°C à P_{MIN} et de 16,7°C à P_{MAX} .

D'après le tableau 2.5, une différence de plusieurs degrés existe entre la température d'air en sortie de serveur à l'abscisse $x=42$ cm et la température d'air en sortie de la baie. Cela est dû au mélange des flux d'air des serveurs et des alimentations lors de l'aspiration des ventilateurs centrifuges.

Nous pouvons également noter que l'humidité relative dans l'enceinte est très faible, de l'ordre de 15%. Cela provient du système de régulation de la température de l'air dans l'enceinte, qui le déshumidifie.

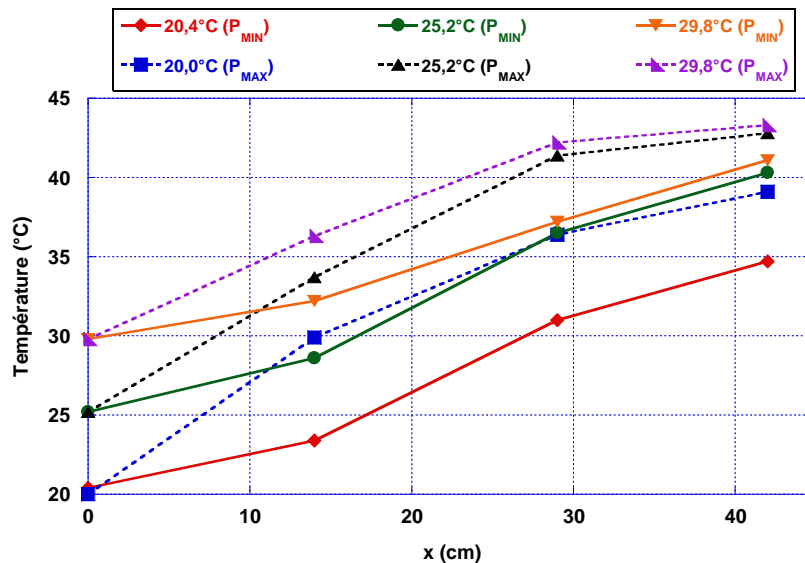


FIGURE 2.9 – Evolution spatiale des températures dans les serveurs

TABLEAU 2.5 – Températures et humidité relative moyennes (sans échangeur)

	P _{MIN}			P _{MAX}		
T_a^{entree} (°C)	20.4	25.2	29.8	20.0	25.2	29.8
$T_{B,a}^{sortie}$ (°C)	26.6	31.6	35.2	28.8	34.0	37.2
HR (%)	15.9	17.5	17.6	17.8	11.1	11.3

Afin de quantifier la puissance thermique dissipée par la baie, des bilans thermiques sur l'air sont effectués. Ils permettent également de vérifier si l'instrumentation en place est suffisante, en comparant les résultats obtenus aux mesures de puissance électrique. La figure 2.10 expose les mesures de puissance électrique consommée par les serveurs et les alimentations, les ventilateurs et la puissance thermique calculée sur l'air. Les résultats sont affichés en fonction de la température en entrée de baie pour les deux modes de puissance.

Nous constatons que la puissance électrique de la baie augmente d'environ 46% entre P_{MIN} et P_{MAX}. Les bilans thermiques sont corrects, nous retrouvons une valeur similaire entre la puissance thermique calculée et la puissance électrique mesurée. Les incertitudes sont évaluées à 4% pour les mesures électriques et à 7% pour le calcul de la puissance thermique. Nous notons toutefois une légère augmentation de la puissance thermique lorsque la température d'air en entrée est de l'ordre de 30°C.

Nous avons également vu précédemment que le débit d'air est fonction de la température d'air en entrée de baie, ce que confirme l'augmentation de la puissance consommée par les ventilateurs centrifuges. A 20°C, ils consomment environ 319W, contre 682W à 29,8°C. Cela représente une hausse de 114% de la consommation électrique par rapport à la valeur minimale.

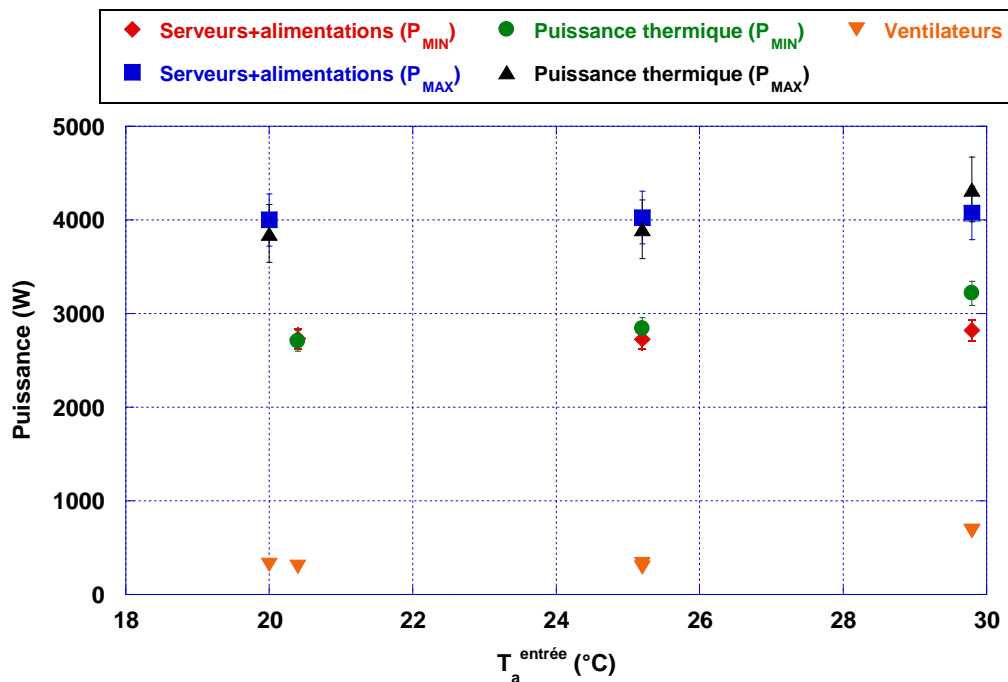


FIGURE 2.10 – Bilans électrique et thermique de la baie sans échangeur

2.2.2 Refroidissement à air avec échangeur

Dans notre étude, la température d'air en entrée de baie est directement liée à la température d'eau en entrée d'échangeur. Pour ces essais, la température d'eau visée est comprise entre 17 et 27°C, ce qui correspond à des températures d'air variant entre 20 et 30°C. Ces températures de consigne ont été choisies afin de se rapprocher le plus possible des essais avec le système de référence et d'éviter les problèmes de condensation au niveau de l'échangeur. Le second paramètre modifié est la valeur du débit d'eau à travers l'échangeur. Du fait des pertes de charges dans le circuit hydraulique, le débit couvert par la pompe à vitesse variable est compris entre 10 et 16 L/min. Enfin, le troisième et dernier paramètre opératoire reste la puissance dissipée par les serveurs, avec deux niveaux de puissance P_{MIN} et P_{MAX} .

Dans cette partie, nous allons discuter des résultats obtenus en régime stationnaire afin de les comparer à ceux obtenus lors des essais de refroidissement sans échangeur air/eau.

Des mesures de vitesses d'air en sortie d'échangeur ont été faites en faisant varier la température d'air en entrée de baie sur une plage allant de 15 à 45°C, afin de caractériser l'évolution du débit d'air en fonction de cette température. La vitesse d'air a été mesurée par pas de 1°C et est moyennée sur une période de 2 minutes pour chaque point de mesure. Les résultats obtenus ont été reportés sur la figure 2.11.

Entre 15°C à 25°C, nous observons que le débit d'air est constant à 1066 m³/h. Lorsque la température d'air en entrée de baie passe de 25 à 33°C, le débit d'air croît jusqu'à atteindre une valeur de 1894 m³/h. Il est ensuite constant entre 33 et 39°C, puis à partir de 39°C il atteint sa valeur maximale de 2020 m³/h. Les incertitudes sur les mesures du débit d'air sont en moyenne de l'ordre de 5%.

Les mesures de vitesse d'air en face avant des serveurs ont confirmé cette tendance et ont également montré que 32% du débit d'air total de la baie passe à travers les serveurs.

Par rapport au refroidissement à air sans échangeur, nous notons une baisse du débit d'air total de l'ordre de 20% (10% de baisse au niveau des alimentations électriques additionnée aux 10% de pertes au niveau des serveurs). Cette baisse est due à la mise en place de l'échangeur, qui induit une perte de charge supplémentaire pour les ventilateurs de la baie.

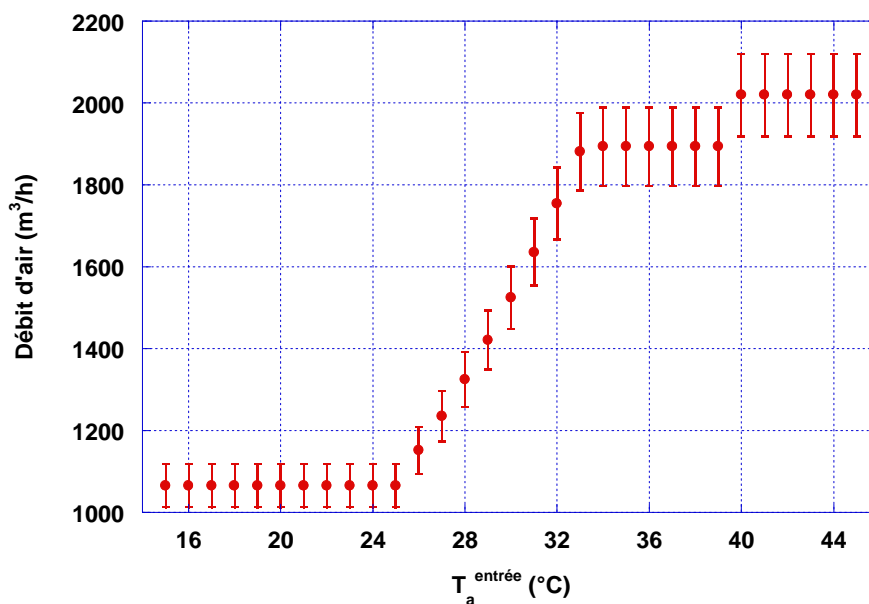


FIGURE 2.11 – Débit d'air en fonction de la température d'entrée de la baie avec échangeur

Le débit d'air peut alors être représenté par en fonction de la température d'entrée de la baie (cf. équation 2.1). Une régression exponentielle a été appliquée sur la partie variable de

la courbe. Cette fonction sera par la suite utilisée dans les différents modèles numériques pour le calcul du débit d'air en fonction de la température d'air en entrée de baie.

$$Q^a(T_a^{entree}) = \begin{cases} 0,296 & \text{pour } T_a^{entree} < 25^\circ\text{C} \\ 0,0517 * \exp(0,07 * T_a^{entree}) & \text{pour } 25 \leq T_a^{entree} < 33^\circ\text{C} \\ 0,526 & \text{pour } 33 \leq T_a^{entree} < 39^\circ\text{C} \\ 0,561 & \text{pour } T_a^{entree} > 39^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2.1)$$

La figure 2.12 montre les températures des composants en fonction de la puissance dissipée et de la température d'air en entrée, avec un débit d'eau constant de $15,7 \text{ l.min}^{-1}$. Les valeurs maximales recommandées pour les températures de chaque composant sont également reportées sur la figure.

Une augmentation des températures est constatée entre les deux modes de puissances. En moyenne, les températures de surface des composants augmentent de $13,8^\circ\text{C}$ pour les CPUs, $8,7^\circ\text{C}$ pour le chipset et le SAS, $12,6^\circ\text{C}$ pour la RAM et $7,7^\circ\text{C}$ pour les HDDs. Par rapport aux résultats obtenus avec un refroidissement sans échangeur, nous notons que les températures sont en moyenne supérieures de $2,5^\circ\text{C}$ dans le cas du refroidissement avec échangeur, avec un maximum de $8,1^\circ\text{C}$ pour le SAS. Cette disparité s'explique par l'augmentation de la perte de charge due à l'échangeur air/eau. Cette hausse des températures n'a aucune incidence sur le bon fonctionnement des composants, qui sont encore très éloignées de leur température limite recommandée. Le refroidissement des composants est donc bien assuré avec la mise en place d'un échangeur en fond de baie.

Nous remarquons également que dans certains cas, la température des composants avec une température d'air en entrée de l'ordre de 25°C est plus élevée que dans le cas d'une température d'air en entrée proche de 30°C . Ceci s'explique par le fait de la forte hausse de la valeur du débit d'air dans cette plage de températures.

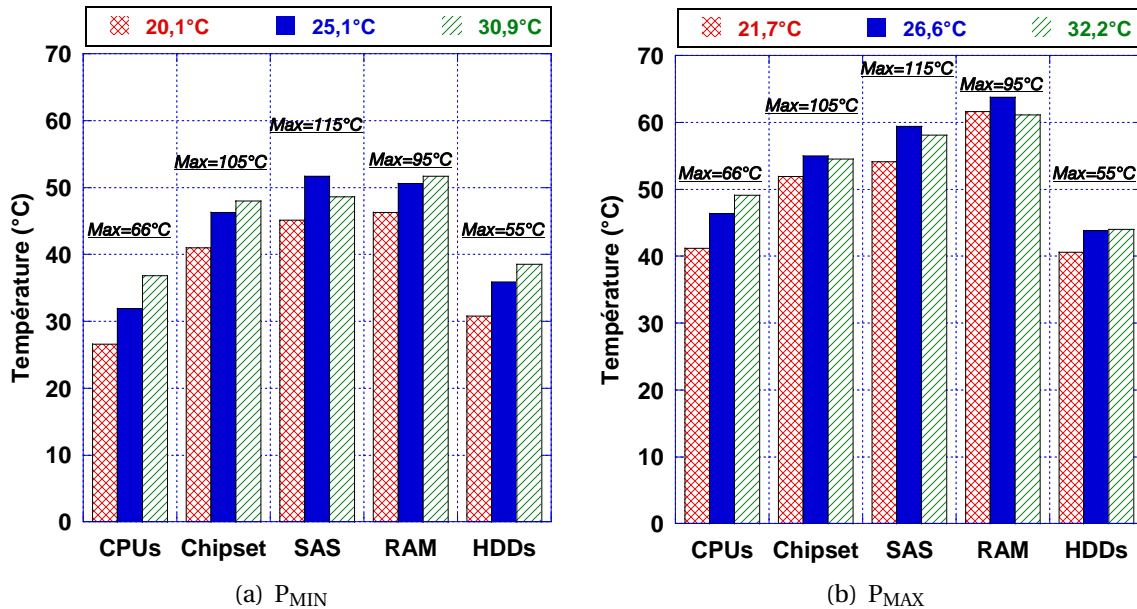


FIGURE 2.12 – Températures des composants en fonction de la puissance dissipée et de la température d'air en entrée (avec échangeur)

Les variations des températures d'air à l'intérieur des serveurs sont tracées sur la figure 2.13. Entre l'entrée et la sortie des serveurs, les température d'air augmentent en moyenne de $13,1^\circ\text{C}$ à P_{MIN} et $20,7^\circ\text{C}$ à P_{MAX} avec des variations quasi linéaires.

Les profils de températures sont similaires aux résultats obtenus avec un refroidissement sans échangeur air/eau. Toutefois, nous constatons un écart important entre les deux techniques de refroidissement en sortie de serveur à P_{MAX} : en moyenne, l'air est plus chaud de 5,8°C dans le cas avec échangeur à cause pertes de charges supplémentaires.

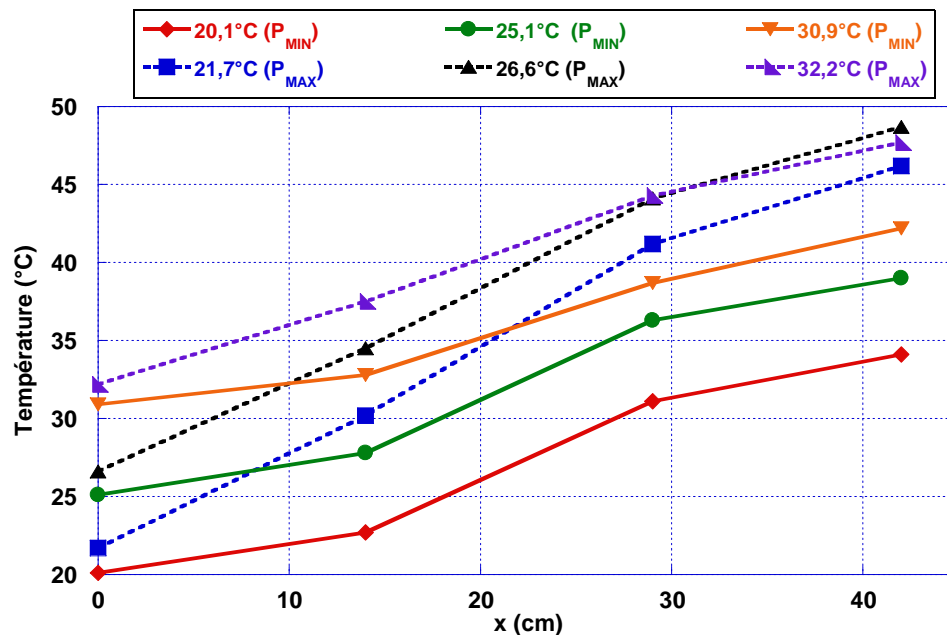


FIGURE 2.13 – Évolution des températures d'air dans les serveurs en fonction de la température d'air en entrée et de la puissance (avec échangeur)

Le tableau 2.6 donne les températures de l'air et de l'eau en entrée et sortie de baie et d'échangeur, ainsi que les valeurs de l'efficacité de l'échangeur. Les valeurs des températures d'eau en entrée d'échangeur sont proches des températures de consigne fixées à 17, 22 et 27°C. La température d'air en entrée d'échangeur est identique à la température en sortie de baie. Ces valeurs augmentent en fonction de la puissance dissipée par les équipements. Entre la sortie et l'entrée des fluides au niveau de l'échangeur, nous observons des écarts de températures à P_{MIN} de 7,4°C pour l'air et de 2,4°C pour l'eau. A P_{MAX} , les différences de températures sont de l'ordre de 10,1°C pour l'air et de 3,6°C pour l'eau. De plus, les températures d'eau en sortie d'échangeur sont très proches des températures d'air en sortie d'échangeur. En effet, la différence moyenne entre ces températures est de 0,2°C à P_{MIN} et de 0,4°C à P_{MAX} .

Par comparaison avec le système de référence à air, nous remarquons que la différence de température d'air entre la sortie et l'entrée de la baie est en moyenne plus élevée de 1,3°C à P_{MIN} et de 1,8°C à P_{MAX} .

Lors des essais à P_{MAX} , la température d'air en entrée de baie est supérieure d'environ 1,5°C par rapport à P_{MIN} pour une même température d'eau en entrée d'échangeur. Cet écart est dû à l'augmentation de la température d'eau en sortie d'échangeur lorsque la puissance dissipée par la baie est plus grande.

Nous pouvons également noter que l'humidité relative dans l'enceinte est de l'ordre de 30 à 40%, soit deux à trois fois plus que les valeurs mesurées dans le cas du refroidissement de la baie sans échangeur. Comme la régulation de la température de l'air n'est pas en fonctionnement, il n'y a pas de déshumidification de l'air dans l'enceinte.

L'efficacité d'un échangeur est donnée par la relation ci-dessous (équation 2.2). Pour rappel, les valeurs sont calculées pour un débit d'eau constant de $15,7 \text{ l.min}^{-1}$ et un débit d'air variant avec la température d'air en entrée de la baie. L'erreur sur le calcul de l'efficacité est de l'ordre de 4%.

$$\epsilon = \frac{T_{B,a}^{sortie} - T_{E,a}^{sortie}}{T_{B,a}^{sortie} - T_e^{entree}} \quad (2.2)$$

TABLEAU 2.6 – Températures, humidité relative et efficacités moyennes

	P _{MIN}			P _{MAX}		
$T_a^{entree} (^{\circ}\text{C})$	20,1	25,1	30,9	21,7	26,6	32,2
$T_{B,a}^{sortie} (^{\circ}\text{C})$	27,8	32,9	37,3	33,0	37,1	40,7
$T_e^{entree} (^{\circ}\text{C})$	17,6	22,8	28,2	17,7	22,9	27,9
$T_e^{sortie} (^{\circ}\text{C})$	20,0	25,1	30,8	21,2	26,4	31,8
$T_{E,a}^{sortie} (^{\circ}\text{C})$	20,0	25,0	30,8	21,6	26,6	32,2
HR (%)	39,3	33,1	28,8	38,1	29,9	29,1
ϵ	0,76	0,78	0,71	0,75	0,74	0,66

Afin d'évaluer la quantité de chaleur récupérée par l'échangeur, des bilans thermiques sont effectués sur chaque fluide. La figure 2.14 donne les puissances électriques mesurées et les puissances thermiques calculées lors des différents essais. Les incertitudes sont respectivement évaluées à 7% et à 12% pour la puissance thermique sur l'air et sur l'eau.

Dans un premier temps, les puissances électriques consommées par la baie et les ventilateurs sont similaires à celles mesurées dans le cas de du refroidissement sans échangeur. La puissance consommée par les serveurs et les alimentations est de 2755 W à P_{MIN} et atteint 4150 W à P_{MAX}. La puissance thermique cédée à l'air est de 2771 W à P_{MIN} et de 4103 W à P_{MAX}. En comparaison, la puissance thermique captée par l'échangeur est de 2561 W à P_{MIN} et de 3809 W à P_{MAX}. La puissance thermique récupérée par l'échangeur P_e représente donc plus de 90% de la puissance électrique consommée par la baie.

Comme pour le refroidissement de la baie sans échangeur, pour une température d'air en entrée de baie proche de 30°C, nous obtenons sur les bilans thermiques des résultats plus élevés, qui sont néanmoins toujours compris dans l'intervalle des incertitudes de mesures.

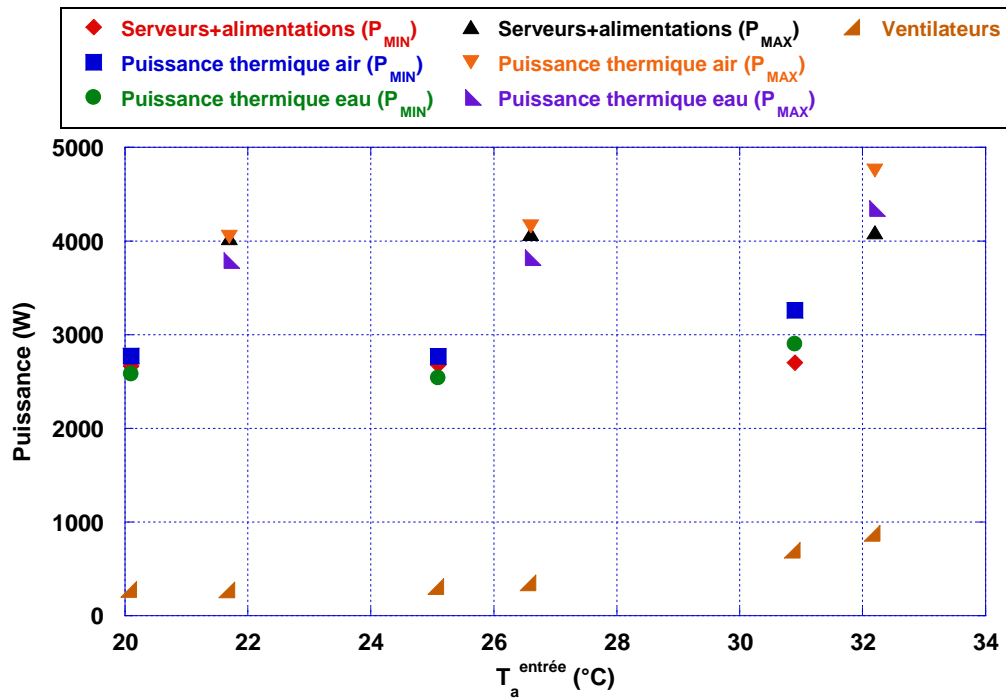


FIGURE 2.14 – Bilans électrique et thermique de la baie avec échangeur

L'efficacité énergétique du système de refroidissement est également présentée. Nous rappelons que la puissance consommée par la baie et le système de refroidissement représentent la puissance totale consommée par l'installation ($P_{\text{IT}} + P_{\text{cooling}}$) et que la puissance consommée par le système de refroidissement est uniquement donnée par la consommation électrique de la pompe et de l'aéroconvecteur. Les données correspondantes sont résumées dans le tableau 2.7.

Comme la consommation électrique de la pompe est toujours constante à 21 W, les variations de la puissance consommée par le système de refroidissement sont dues à l'aéroconvecteur. En effet, son fonctionnement va dépendre de la puissance thermique à évacuer dans le milieu extérieur et de la température de ce dernier.

Enfin, afin d'évaluer l'efficacité énergétique du système de refroidissement, nous utilisons un indicateur d'efficacité énergétique partiel, variante du PUE, appelé pPUE (*partial Power Usage Effectiveness*) [95]. Le pPUE dans notre étude se concentre sur l'énergie consommée par le système de refroidissement (cf. équation 2.3).

$$pPUE = \frac{P_{\text{IT}} + P_{\text{cooling}}}{P_{\text{IT}}} \quad (2.3)$$

Cet indicateur ne prend donc pas en considération les autres éléments définissant le PUE, notamment le rendement de la chaîne d'alimentation électrique.

L'indicateur d'efficacité énergétique a une valeur de 1,02. Comparée à la littérature (valeur autour de 1,3 pour un refroidissement à air classique), cette valeur est très basse et satisfaisante malgré la faible puissance consommée par les équipements. Cela indique donc que l'utilisation d'un échangeur air/eau en fond de baie permet de récupérer une fraction très importante de la puissance dissipée par les équipements informatiques tout en ayant une faible consommation de fonctionnement.

TABLEAU 2.7 – Calcul de l'efficacité énergétique du refroidissement de la baie avec échangeur

	P_{MIN}			P_{MAX}		
$T_{\text{entree baie air}}^{\text{entree}} (^{\circ}\text{C})$	20,4	25,2	30,9	21,7	26,6	32,2
$P_{\text{IT}} \text{ (W)}$	3001±65	3047±66	3510±73	4365±85	4497±87	5094±96
$P_{\text{cooling}} \text{ (W)}$	73±11	65±11	56±11	101±12	84±11	69±11
pPUE	1,02±0,05	1,02±0,05	1,02±0,05	1,02±0,04	1,02±0,04	1,02±0,04

2.3 Simulations numériques

Dans la littérature, nous trouvons un certain nombre de publications portant sur la modélisation numérique de serveurs [96] ou d'échangeurs [97, 98].

Dans notre étude, nous proposons une approche avec des modèles de comportement par une méthode simplifiée de type nodale. Le développement de ces modèles numériques permet de prédire la réponse en températures de la baie et de l'échangeur en fonction des paramètres opératoires. Ces modèles font intervenir différents paramètres qui sont identifiés par technique inverse à partir des séquences expérimentales.

2.3.1 Modélisation de la baie et de l'échangeur

La figure 2.15 présente le schéma électrique équivalent du modèle de la baie. Les nœuds et les conductances correspondent aux températures et aux coefficients d'échange convectifs et conductifs [99].

Du fait des vitesses d'air importantes dans les serveurs, les échanges thermiques par convection sont supposés prépondérants par rapport aux échanges radiatifs.

Les paramètres d'entrée pour ce modèle sont la température d'air en entrée (T_a^{entree}), la température ambiante de l'air (T_a^{amb}) et la puissance dissipée par les équipements (P_{MIN} ou P_{MAX}) en fonction du temps. Le débit d'air total traversant la baie est divisé en deux parties distinctes afin de prendre en compte le débit d'air traversant les serveurs Q_a^{S} et celui traversant les alimentations électriques (Q_a^{alim}). La valeur du débit d'air pour une température d'air en entrée donnée est obtenue à partir des mesures expérimentales présentées précédemment.

A partir des résultats expérimentaux, les nœuds du modèle nodal ont été choisis afin de correspondre à quelques points physiques. Les nœuds 1 ($T_{a,1}^{\text{S}}$) et 2 ($T_{a,2}^{\text{S}}$) représentent les températures d'air situées à $x=29\text{cm}$ et $x=42\text{cm}$. Ils correspondent aux températures d'air équivalentes de la première partie (de 0 à 29cm) et de la seconde partie (de 29 à 42cm) des serveurs. De plus, les nœuds 3 ($T_{c,1}^{\text{S}}$) et 4 ($T_{c,2}^{\text{S}}$) représentent les températures équivalentes des composants dans chaque zone. En se basant sur les fiches techniques des composants, la puissance dissipée par les composants n'est pas uniformément répartie dans les serveurs. En effet, la puissance P associée au nœud 3 représente 72,5% de la puissance totale des serveurs à P_{MIN} et 80% à P_{MAX} . La puissance équivalente P' est quant à elle associée au nœud 4 et représente la puissance restante dissipée par les autres composants.

Les transferts de chaleur par conduction et convection entre les nœuds (1,3) et (2,4) sont représentés par les conductances thermiques équivalentes h_{13} et h_{24} . Les échanges thermiques entre l'air ambiant et la baie sont également pris en compte.

Le refroidissement des alimentations électriques par convection forcée est également modélisé. Le nœud T_a^{alim} correspond à la température d'air en sortie des alimentations. P'' représente la chaleur dissipée par les alimentations lors de la conversion du courant alternatif en courant continu. Leur efficacité est obtenue à partir des mesures électriques et est estimée en moyenne à 90% pour les deux modes de puissances confondus.

Le nœud 6 correspond à la température d'air en sortie de baie ($T_{B,a}^{sortie}$), où les flux d'air provenant des serveurs et des alimentations électriques se mélangent.

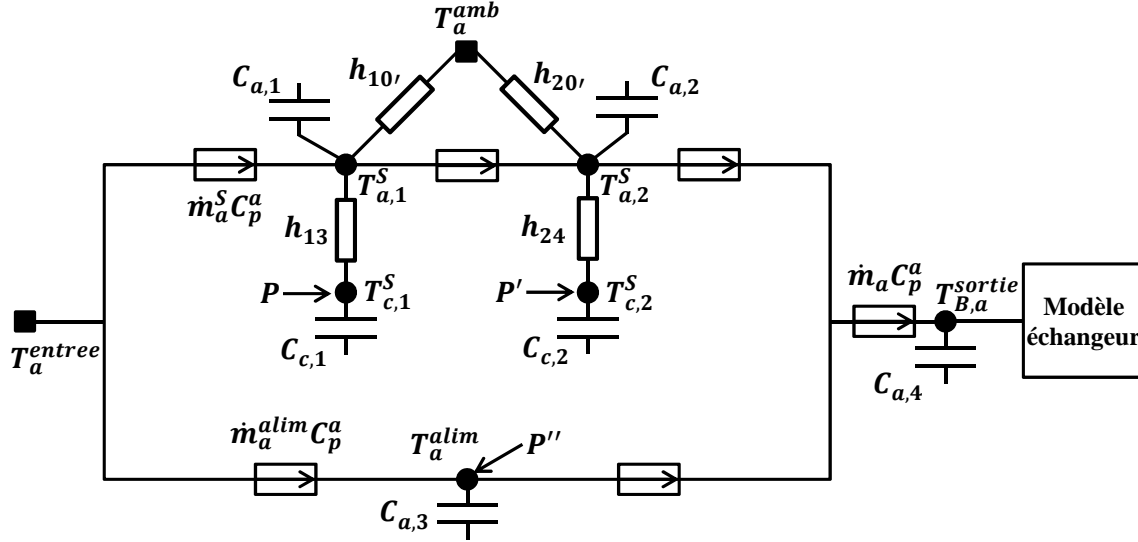


FIGURE 2.15 – Schéma du modèle nodal de la baie

Le calcul des températures aux différents nœuds du modèle nodal passe par un bilan des flux thermiques en chacun des points. Le système d'équations régissant ce modèle est détaillé ci-dessous, avec par exemple, $C_{a,1}$ la capacité thermique du nœud 1, \dot{m}_a^S le débit d'air massique à travers les serveurs. $h_{10'}$ et h_{13} sont les conductances équivalentes modélisant les échanges thermiques entre l'air ambiant, l'air à l'intérieur des serveurs et la surface des composants.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{a,1} \frac{dT_{a,1}^S}{dt} = \dot{m}_a^S C_p^a (T_a^{entree} - T_{a,1}^S) + h_{10'} (T_a^{amb} - T_{a,1}^S) + h_{13} (T_{c,1}^S - T_{a,1}^S) \\ C_{a,2} \frac{dT_{a,2}^S}{dt} = \dot{m}_a^S C_p^a (T_{a,1}^S - T_{a,2}^S) + h_{20'} (T_a^{amb} - T_{a,2}^S) + h_{24} (T_{c,2}^S - T_{a,2}^S) \\ C_{c,1} \frac{dT_{c,1}^S}{dt} = P + h_{13} (T_{a,1}^S - T_{c,1}^S) \\ C_{c,2} \frac{dT_{c,2}^S}{dt} = P' + h_{24} (T_{a,2}^S - T_{c,2}^S) \\ C_{a,3} \frac{dT_a^{alim}}{dt} = P'' + \dot{m}_a^{alim} C_p^a (T_a^{entree} - T_a^{alim}) \\ C_{a,4} \frac{dT_{B,a}^{sortie}}{dt} = \dot{m}_a^S C_p^a (T_{a,2}^S - T_{B,a}^{sortie}) + \dot{m}_a^{alim} C_p^{air} (T_a^{alim} - T_{B,a}^{sortie}) \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Une notation matricielle est employée pour représenter le système d'équations :

$$\frac{d\vec{T}}{dt} = A\vec{T} + B\vec{U} \quad (2.5)$$

Les détails des différentes matrices et vecteurs sont donnés dans l'annexe A.4.

Le modèle nodal retenu pour l'échangeur à courants croisés est également donné (cf. figure 2.16). Le modèle est composé de deux parties (pour chaque fluide) qui sont reliées aux différents nœuds par trois conductances. Les paramètres d'entrée du modèle sont la température d'eau T_e^{entree} , le débit massique d'eau \dot{m}_e , le débit massique d'air \dot{m}_a et la température d'air en entrée d'échangeur $T_{B,a}^{sortie}$, qui est calculée à partir du modèle de la baie décrit précédemment (nœud 6). Deux nœuds intermédiaires sont introduits, correspondant aux moyennes arithmétiques des températures d'entrée et sortie de l'air (T_a^{moy}) et de l'eau (T_e^{moy}). Ces nœuds ne proviennent donc pas directement de points de mesures et ne représente en aucun cas les températures que l'on serait susceptibles de retrouver au milieu de l'échangeur. Enfin, les nœuds 10 et 11 représentent la température d'air $T_{E,a}^{sortie}$ et la température d'eau T_e^{sortie} en sortie d'échangeur.

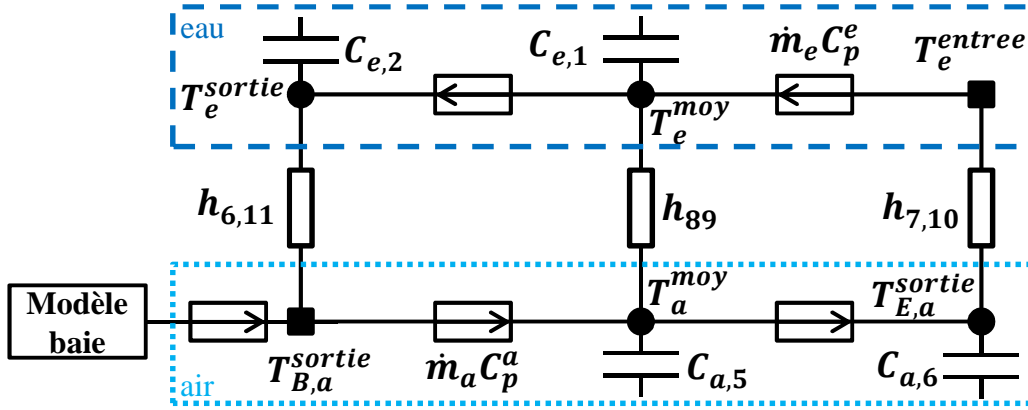


FIGURE 2.16 – Schéma du modèle nodal de l'échangeur

Le système d'équations régissant ce modèle est détaillé ci-dessous :

$$\begin{cases} C_{a,5} \frac{dT_a^{moy}}{dt} = \dot{m}_a \cdot C_p^a (T_{B,a}^{sortie} - T_a^{moy}) + h_{89} (T_e^{moy} - T_a^{moy}) \\ C_{e,1} \frac{dT_e^{moy}}{dt} = \dot{m}_e \cdot C_p^e (T_e^{entree} - T_e^{moy}) + h_{89} (T_a^{moy} - T_e^{moy}) \\ C_{a,6} \frac{dT_{E,a}^{sortie}}{dt} = \dot{m}_a \cdot C_p^a (T_a^{moy} - T_{E,a}^{sortie}) + h_{7,10} (T_e^{entree} - T_{E,a}^{sortie}) \\ C_{e,2} \frac{dT_e^{sortie}}{dt} = \dot{m}_e \cdot C_p^e (T_e^{moy} - T_e^{sortie}) + h_{6,11} (T_{B,a}^{sortie} - T_e^{sortie}) \end{cases} \quad (2.6)$$

Le contenu des différentes matrices est explicité dans l'annexe A.4.

La résolution du problème se fait avec un schéma implicite, en exprimant la dérivée temporelle avec une différence finie à l'ordre 1, décentré arrière [100] :

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= \frac{T(t) - T(t - \Delta t)}{\Delta t} + O(\Delta t) \\ \Rightarrow T(t + \Delta t) &= (I_d - \Delta t A(t + \Delta t))^{-1} [T(t) + \Delta t B(t + \Delta t) U(t + \Delta t)] \end{aligned} \quad (2.7)$$

La formulation implicite permet de s'affranchir de critère de stabilité mais entraîne une inversion matricielle qui peut rendre le calcul plus conséquent.

2.3.2 Identification des paramètres

2.3.2.1 Procédure d'identification

L'identification des conductances et des capacités thermiques équivalentes des modèles nodaux précédents passent par l'utilisation de méthodes de résolution inverse, basées sur la minimisation d'un critère aux moindres carrés [101]. Le schéma de principe de la procédure d'identification est donné sur la figure 2.17. Nous introduisons la fonctionnelle f (équation 2.8) qui est définie comme la somme quadratique des écarts entre les températures mesurées T et les températures calculées \tilde{T} à chaque instant t à partir du vecteur paramètre \vec{x} . Ici le vecteur paramètre \vec{x} est constitué des valeurs estimées des conductances équivalentes $\vec{h} = [h_{10'}, h_{20'}, h_{13}, \dots]$ et des capacités thermiques équivalentes $\vec{C} = [C_{a,1}, C_{a,2}, C_{c,1}, \dots]$. En notant m le nombre de points de mesures du modèle et N le nombre de pas de temps, nous aboutissons à la relation :

$$f(\vec{x}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^N (T_i^j - \tilde{T}_i^j(\vec{x}))^2 \quad (2.8)$$

La minimisation de cette fonctionnelle f est effectuée à partir d'un algorithme d'optimisation. Le choix s'est porté sur la fonction *fmincon* du logiciel *Matlab*® qui est basée sur une méthode de gradient et qui permet entre autres de borner les valeurs des paramètres dans un intervalle défini par l'utilisateur [102].

Dans notre étude, nous avons un nombre important de paramètres à estimer. L'identification est alors faite en deux phases : une première estimation des paramètres est effectuée en régime stationnaire afin de déterminer les valeurs des conductances thermiques équivalentes. En effet, en régime permanent, la partie gauche des équations des systèmes 2.4 et 2.6 est nulle. Puis dans une seconde phase, les capacités thermiques équivalentes sont identifiées en régime transitoire.

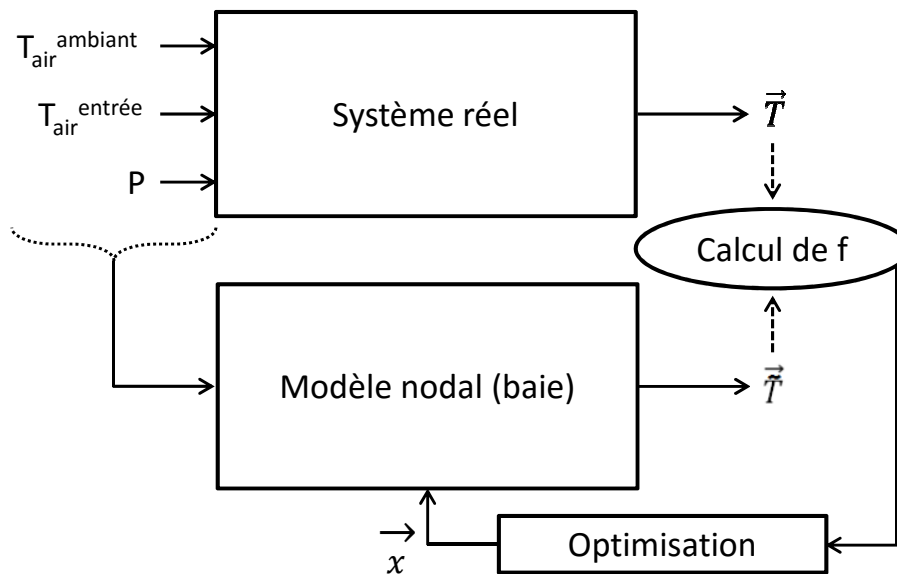


FIGURE 2.17 – Schéma de principe de la procédure d'identification

2.3.2.2 Identification des conductances équivalentes

La séquence de mesures utilisée pour identifier les conductances est détaillée sur les figures 2.18 à 2.20. La fonctionnelle est calculée sur les six points de mesures pour le modèle de la baie et sur les quatre points de mesures pour le modèle de l'échangeur.

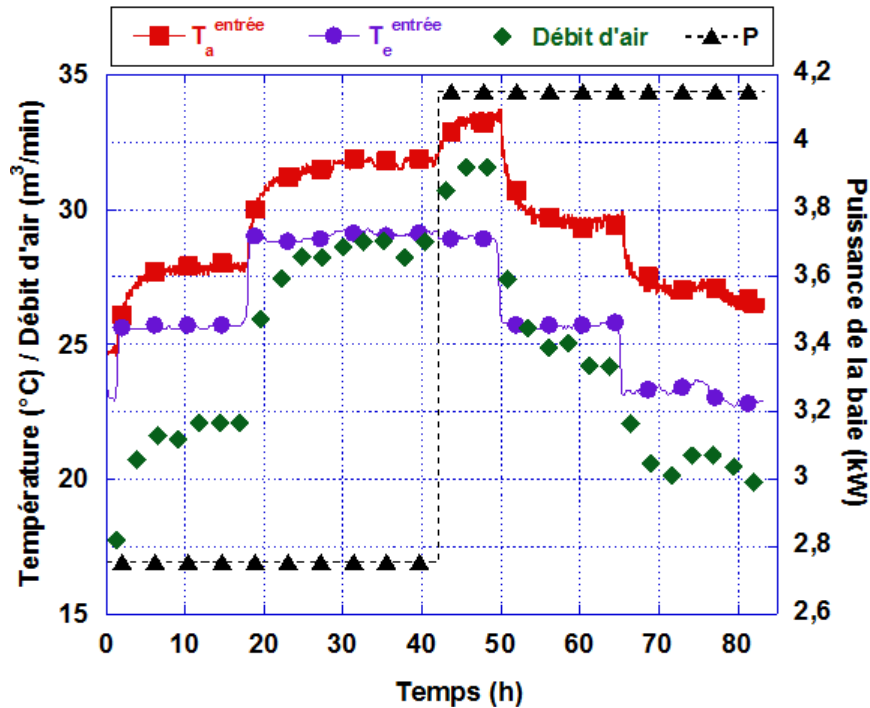


FIGURE 2.18 – Séquence d'identification : variations des paramètres opératoires

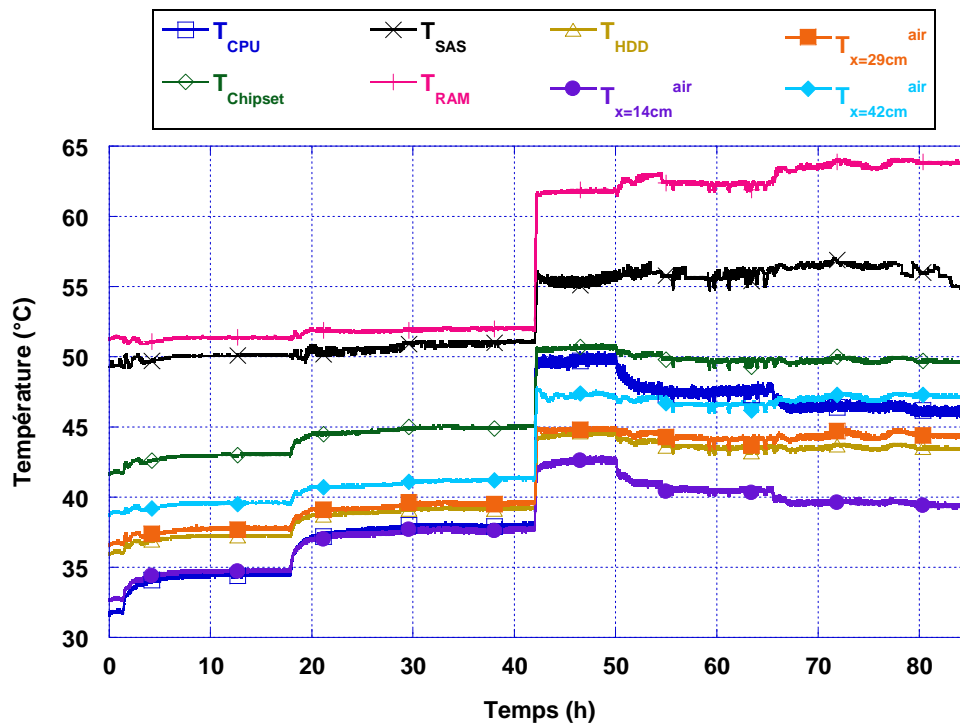


FIGURE 2.19 – Séquence d'identification : évolutions des températures des serveurs

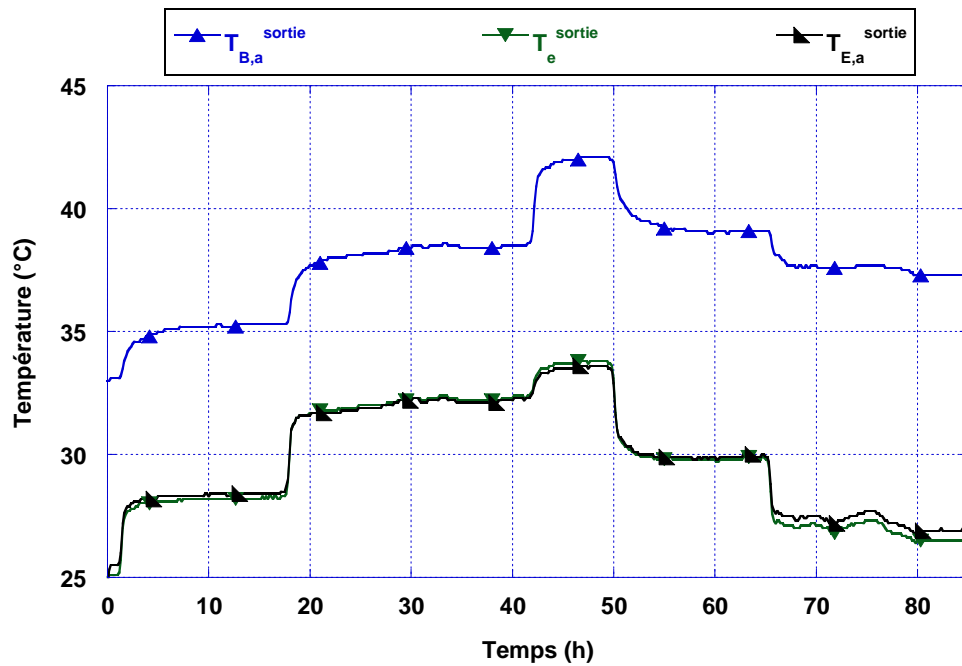


FIGURE 2.20 – Séquence d'identification : évolutions des températures de l'échangeur

La figure 2.21 montre les valeurs des conductances équivalentes en fonction des paramètres opératoires pour le modèle de la baie. Nous observons que la conductance h_{13} dépend du débit d'air de la baie et de la dissipation de puissance des serveurs. En effet, les valeurs sont proches de 150 W/K à P_{\min} alors qu'elles atteignent 250 W/K à P_{\max} . Les valeurs de $h_{10'}$ et de $h_{20'}$ sont assez faibles comparées aux autres conductances et n'ont pas été négligées car elles sont nécessaires à la convergence du modèle numérique.

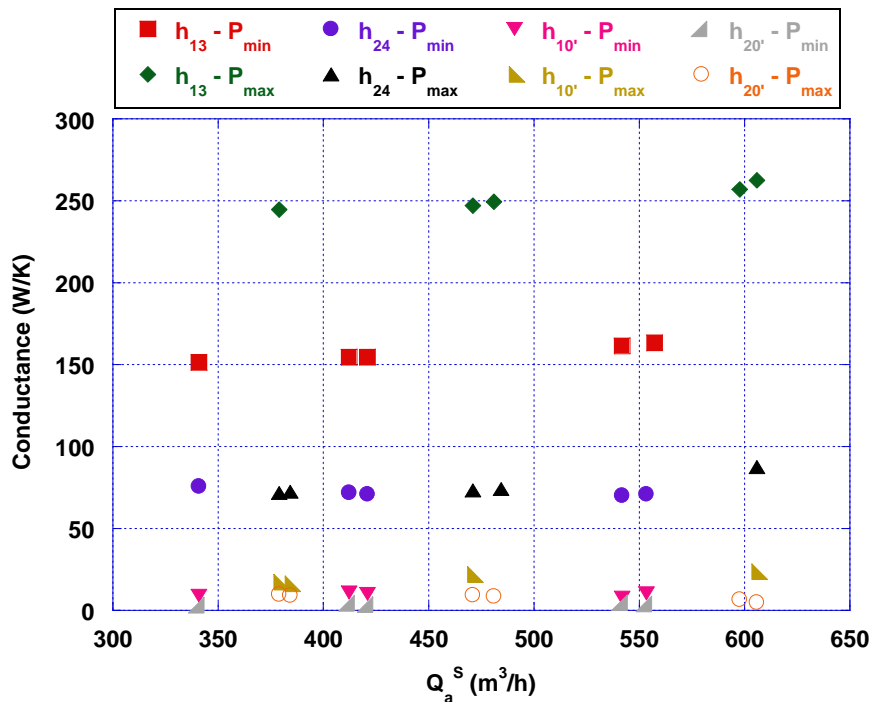


FIGURE 2.21 – Variations des conductances de la baie en fonction des paramètres opératoires

Afin de modéliser ces dépendances, les relations données par le tableau 2.8 ont été obtenues par le biais de régressions linéaires et quadratiques.

TABLEAU 2.8 – Expressions des conductances du modèle de la baie

Conductances (W/K)	P _{MIN}	P _{MAX}
h_{13}	$185 * Q_a^S + 134$	$287 * Q_a^S + 211$
h_{24}	$4680 * Q_a^{S^2} - 1247 * Q_a^S + 152$	$4644 * Q_a^{S^2} - 1042 * Q_a^S + 130$
$h_{10'}$	$-1024 * Q_a^{S^2} + 274 * Q_a^S - 7$	$1758 * Q_a^{S^2} - 325 * Q_a^S + 30$
$h_{20'}$	$-831 * Q_a^{S^2} + 212 * Q_a^S - 9$	$-2250 * Q_a^{S^2} + 533 * Q_a^S - 22$

La figure 2.22 donne le résultat de l'identification des conductances pour le modèle de l'échangeur. Ces conductances sont fonction du débit d'air Q_a (en m³/s) et du débit d'eau Q_e (en L/min) traversant l'échangeur. Les mesures exploitées sont toujours celles décrites sur les figures 2.18 à 2.20 avec un débit d'eau constant à 14,6 L/min. Une seconde séquence de mesures a été utilisée pour identifier les conductances avec des paramètres opératoires identiques, mais avec un débit d'eau constant de 10,1 L/min. Le but est de caractériser la dépendance des conductances en fonction des valeurs des débits d'air et d'eau traversant l'échangeur. Une régression du premier ordre a été faite afin de d'exprimer la dépendance linéaire des conductances avec en fonction de ces deux paramètres opératoires. Les différentes relations sont exprimées ci-dessous :

$$\begin{cases} h_{6,11} = -7.1 * Q_e * Q_a + 435 * Q_a - 1.4 * Q_e + 81 \\ h_{89} = 35 * Q_e * Q_a - 128 * Q_a - 4.3 * Q_e + 243 \\ h_{7,10} = -22 * Q_e * Q_a + 56 * Q_a + 52 * Q_e - 55 \end{cases} \quad (2.9)$$

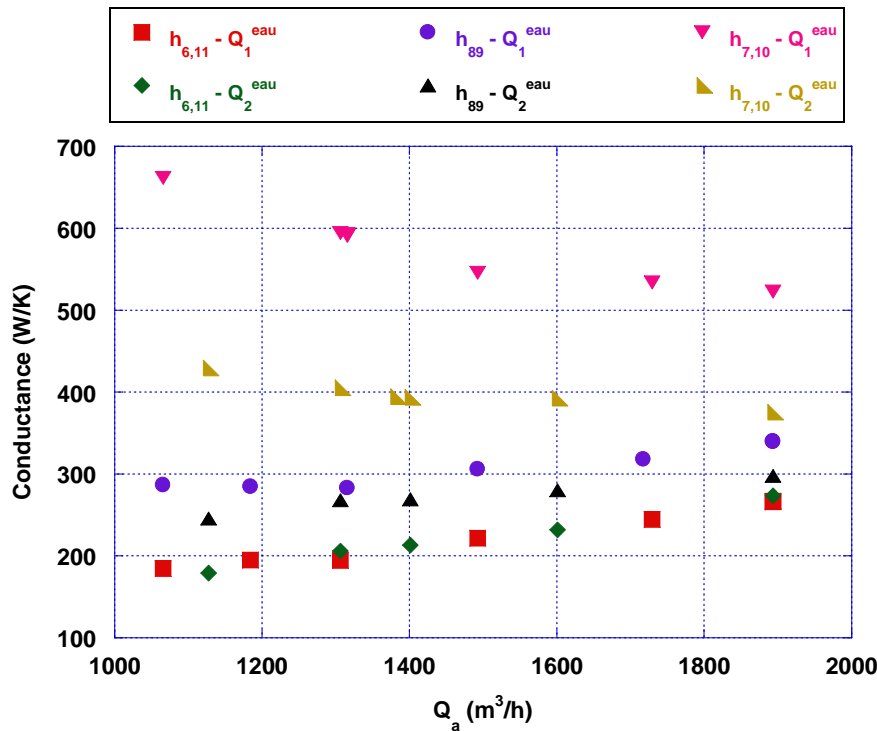


FIGURE 2.22 – Variations des conductances de l'échangeur en fonction des paramètres opératoires

2.3.2.3 Identification des capacités thermiques équivalentes

Une fois les conductances équivalentes connues, nous recherchons par identification les valeurs des capacités thermiques de chaque nœud à l'aide des équations en régime transitoire. Les séquences de mesures exploitées sont celles utilisées lors de l'identification des conductances équivalentes. Le tableau 2.9 renseigne les résultats obtenus lors de ce calcul.

Pour le modèle de la baie, nous observons que les capacités des nœuds 1 et 3 sont plus élevées que celles des autres nœuds. Ces nœuds correspondent aux points physiques présents à l'entrée des serveurs. Le reste des capacités thermiques a des valeurs proches. En considérant la masse totale de la baie, la somme de toutes les capacités thermiques de la baie donne une valeur pertinente. En effet, en prenant la capacité thermique de l'acier (465 J/kg/K) et la masse supposée des équipements informatiques (115 kg, d'après les données constructeur), nous obtenons une valeur théorique de 53,5 kJ/K.

Capacité thermique	$C_{a,1}$	$C_{a,2}$	$C_{c,1}$	$C_{c,2}$	$C_{a,3}$	$C_{a,4}$	Total
Valeurs obtenues (kJ/K)	16,8	3,5	14,6	4,1	5,9	5,6	50,5

TABLEAU 2.9 – Identification des capacités thermiques pour le modèle de la baie

Les capacités thermiques équivalentes du modèle de l'échangeur ont toutes le même ordre de grandeur. Nous notons que les valeurs des capacités $C_{a,5}$ et $C_{e,1}$ sont de 43,5 et 47,1 kJ/K, tandis que pour les nœuds en sortie d'échangeur nous obtenons respectivement 56,4 et 61,9 kJ/K pour $C_{a,6}$ et $C_{e,2}$. Cette disparité est expliquée par le choix des nœuds intermédiaires, définis comme les moyennes des températures en entrée et en sortie de chaque fluide et qui ne correspondent pas aux températures au milieu de l'échangeur. Nous constatons également que les capacités équivalentes de l'air ($C_{a,5}$, $C_{a,6}$) sont plus faibles que les capacités équivalentes de l'eau ($C_{e,1}$, $C_{e,2}$).

Capacité thermique	$C_{a,5}$	$C_{e,1}$	$C_{a,6}$	$C_{e,2}$	Total
Valeurs obtenues (kJ/K)	43,5	47,1	56,4	61,9	208,9

TABLEAU 2.10 – Identification des capacités thermiques pour le modèle de l'échangeur

2.3.2.4 Validation sur la séquence d'identification

Les conductances fluides et les capacités thermiques étant déterminées, il est possible de vérifier dans un premier temps si la modélisation est correcte pour la séquence de mesures qui a permis d'identifier ces paramètres. La figure 2.23 présente les résultats obtenus pour le modèle de la baie et la figure 2.24 ceux obtenus pour le modèle de l'échangeur. Les très faibles écarts de températures entre les mesures de températures expérimentales et celles issues du modèle indiquent que les valeurs identifiées pour chaque paramètre sont correctes.

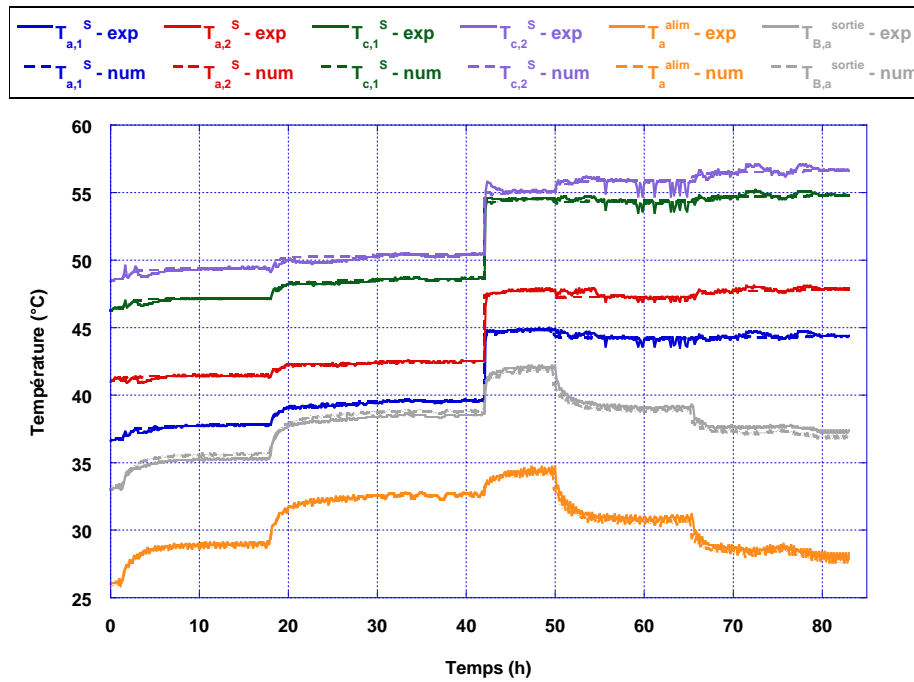


FIGURE 2.23 – Identification : comparaison expérimental/numérique du modèle de la baie

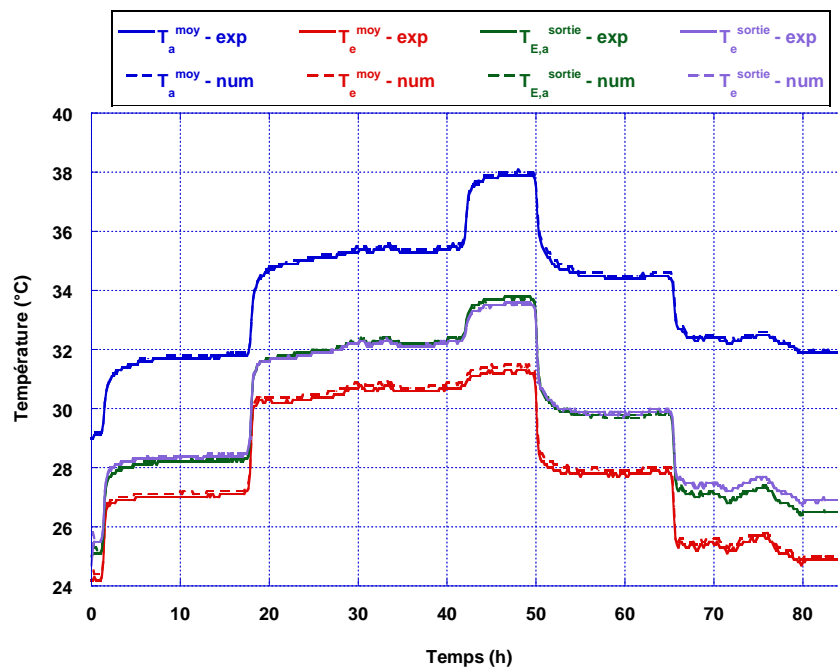


FIGURE 2.24 – Identification : comparaison expérimental/numérique du modèle de l'échangeur

2.3.3 Comparaisons expériences/simulations

Les deux modèles numériques sont ensuite testés sur plusieurs séquences de mesures avec des paramètres opératoires différents de ceux utilisés lors de l'identification des paramètres. Un nouveau jeu de paramètres opératoires est donné par la figure 2.25. La température d'air en entrée varie entre 24,4 et 27,8°C, la température d'eau en entrée d'échangeur est proche de 22°C tandis que le débit d'eau est compris entre 10,0 et 14,7 L/min. La puissance dissipée par les équipements est également modifiée à plusieurs reprises.

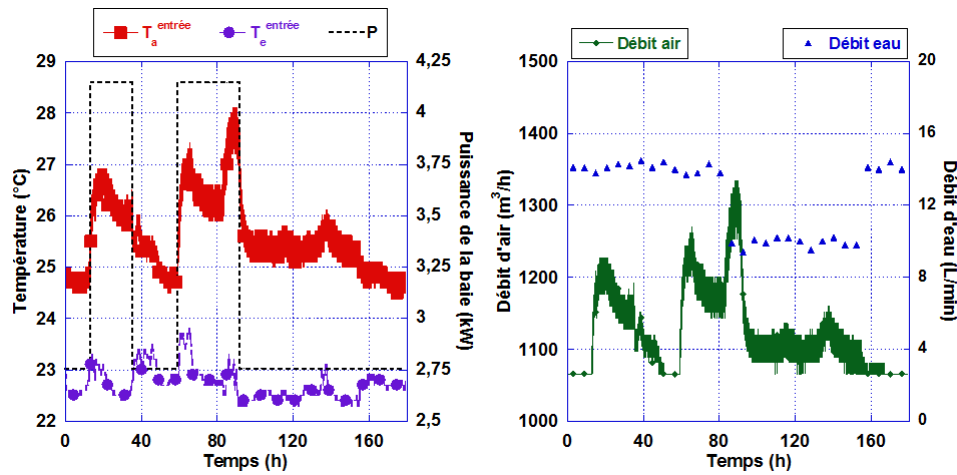


FIGURE 2.25 – Séquence de validation : paramètres opératoires

Les figures 2.26 et 2.27 montrent la réponse des modèles de la baie et de l'échangeur vis à vis des paramètres d'entrée de la nouvelle séquence de mesures. Nous observons que l'erreur moyenne entre les températures mesurées et calculées est inférieure à 7% pour le modèle de la baie, et est d'environ 4% pour celui de l'échangeur. Les températures simulées sont donc proches des données expérimentales avec toutefois la température en sortie de baie ($T_{B,a}^{sortie}$) qui est surestimée (+0.7°C) à P_{MAX} et sous-estimée (-0.6°C) à P_{MIN} . Les résultats sont très satisfaisants sur cette séquence de validation.

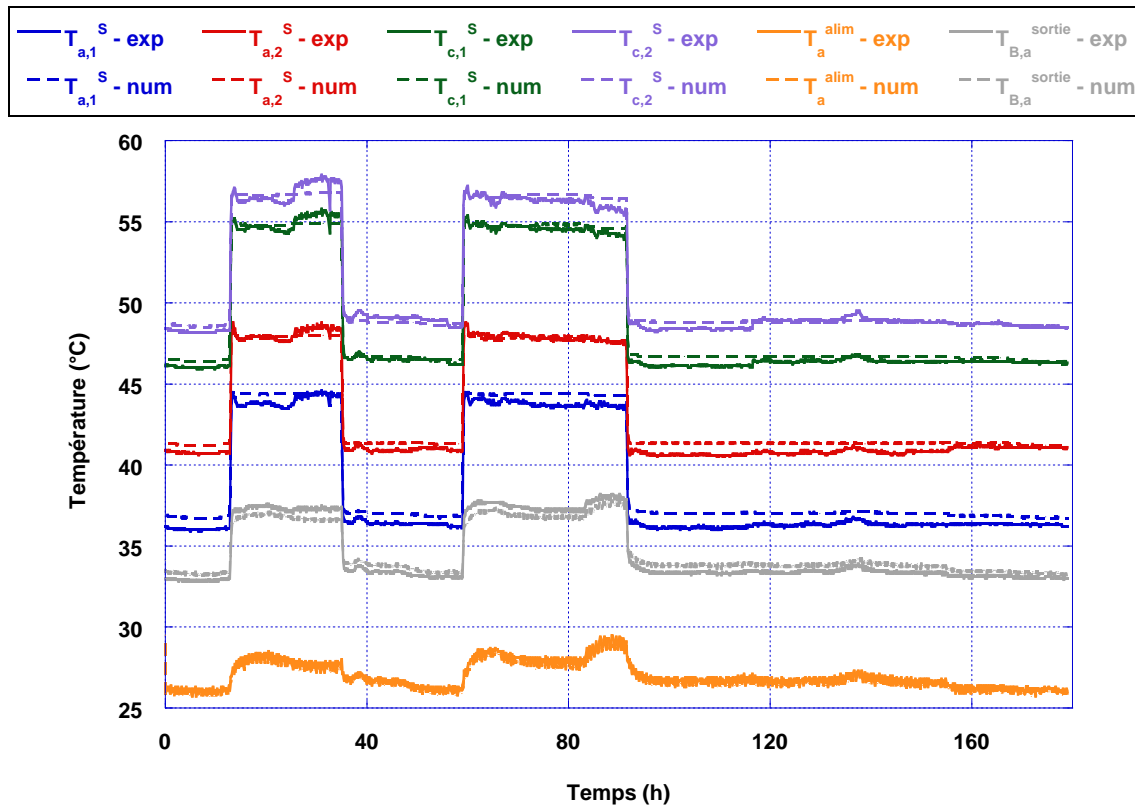


FIGURE 2.26 – Validation du modèle de la baie

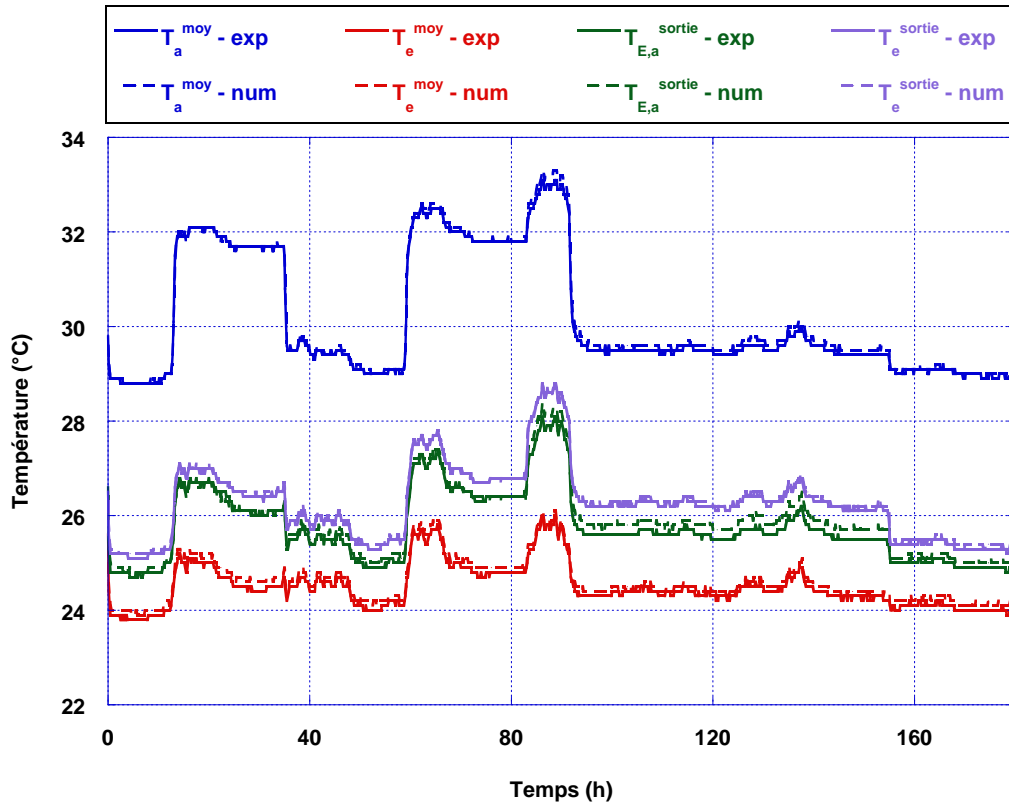


FIGURE 2.27 – Validation du modèle de l'échangeur

2.3.4 Etude de sensibilité

L'étude de sensibilité des températures du modèle aux variations des paramètres p_i est importante pour avoir des informations sur la possibilité d'estimer les paramètres simultanément. Nous définissons alors un coefficient de sensibilité de la variable \tilde{T}_j au paramètre p_i ainsi :

$$S_{ij}(t, p) = \left. \frac{\partial \tilde{T}_j}{\partial p_i} \right|_{p_k} \quad k \neq i$$

et comme la variable \tilde{T}_j n'est pas simplement dérivable en p_i , nous utilisons une approximation en différences centrées pour réécrire la dérivée partielle :

$$S_{ij}(t, p) = \frac{\tilde{T}_j(t, p_1, p_2, \dots, p_i + \Delta p_i, \dots, p_n) - \tilde{T}_j(t, p_1, p_2, \dots, p_i - \Delta p_i, \dots, p_n)}{2\Delta p_i}$$

Δp_i représente 10% de p_i .

Afin de pouvoir comparer les sensibilités aux différents paramètres, nous introduisons un coefficient de sensibilité réduit, exprimé ainsi :

$$S_{ij}^*(t, p) = p_i S_{ij}(t, p)$$

Ce coefficient, qui est de même unité que la variable \tilde{T}_j , permet de quantifier l'amplitude de cette dernière provoquée par une variation de 10% de p_i .

Les paramètres p_i sont ici les conductances thermiques équivalentes du modèle. La figure 2.28 permet de visualiser l'impact d'une variation de 10% de ces conductances sur chacune des températures du système. Nous constatons que les températures d'air dans les ser-

veurs T_1 et T_2 dépendent principalement des conductances reliées à la température ambiante, avec une amplitude maximale de -2°C . En revanche, T_3 et T_4 dépendent fortement des conductances h_{13} et h_{24} avec une amplitude de l'ordre de -9°C . La sensibilité de T_6 est assez faible par rapport aux variations des h_{ij} .

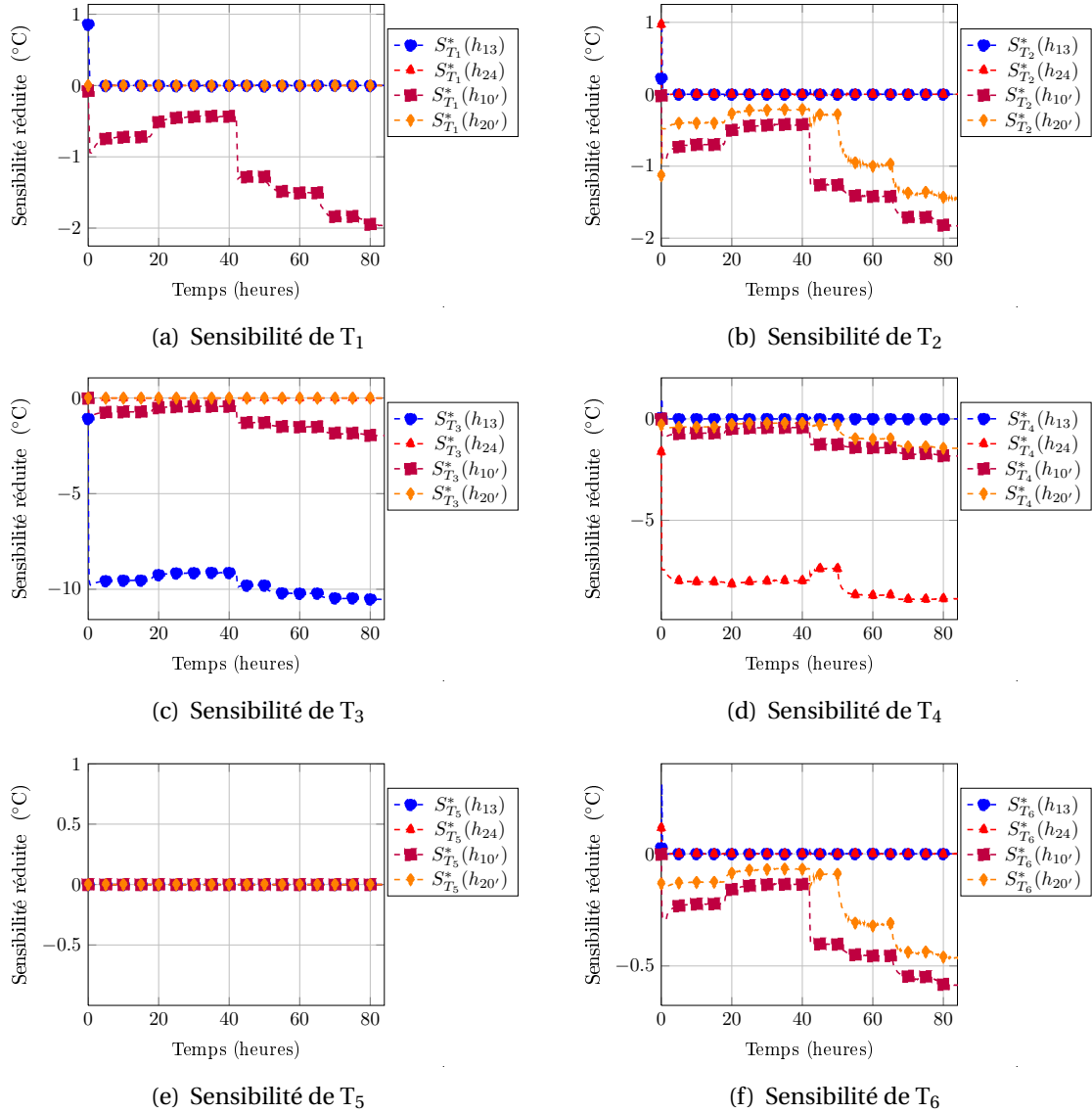


FIGURE 2.28 – Sensibilité des températures du modèle de la baie aux variations des conductances thermiques

L'étude de sensibilité des températures du modèle de l'échangeur aux variations des paramètres p_i est identique à celle effectuée pour le modèle de la baie. Ici, seulement trois paramètres p_i sont à faire varier : $h_{6,11}$, h_{89} et $h_{7,10}$. La figure 2.29 présente les résultats obtenus pour chaque température calculée du modèle. Nous observons que les conductances $h_{6,11}$ et $h_{7,10}$ n'ont aucun impact sur les valeurs de T_8 et T_9 . D'autre part, T_{11} et T_{10} sont respectivement dépendants des couples $(h_{89}, h_{7,10})$ et $(h_{89}, h_{6,11})$.

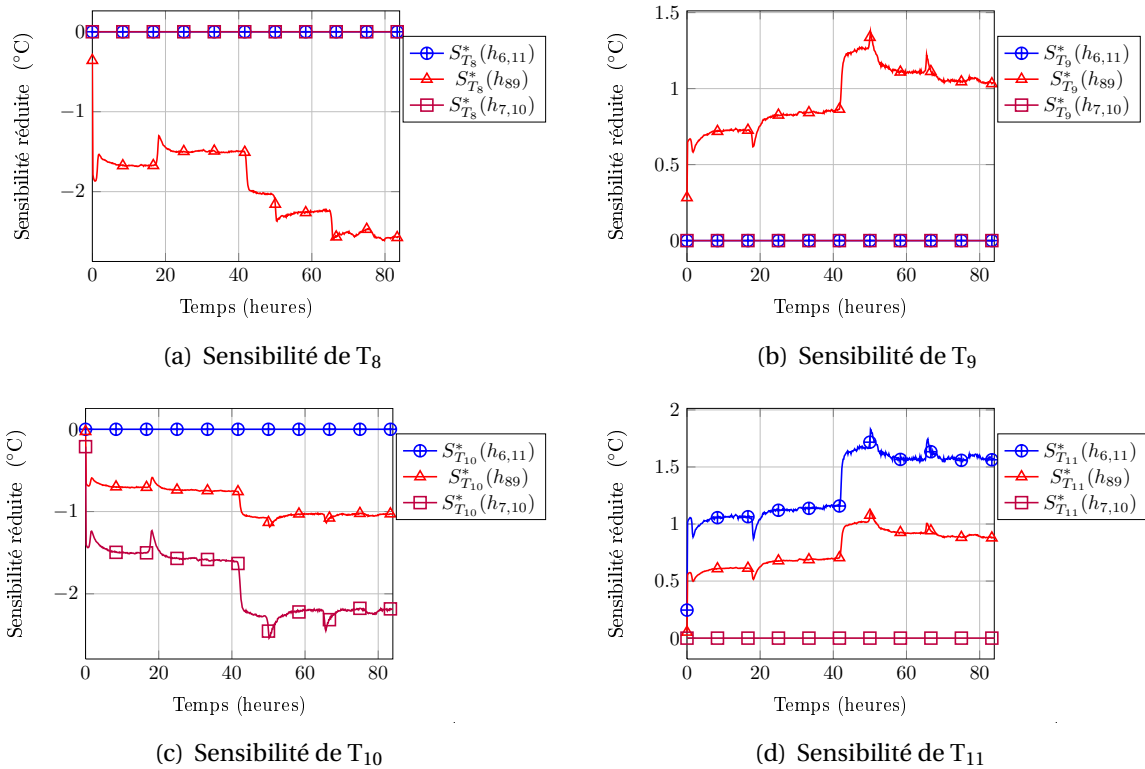


FIGURE 2.29 – Sensibilité des températures du modèle de l'échangeur aux variations des conductances thermiques

2.4 Conclusion

Dans ce second chapitre, le refroidissement d'équipements informatiques réels par un échangeur air/eau placé à l'arrière de la baie a été étudié. Le flux d'air chaud est alors directement refroidi à la sortie des serveurs.

Les résultats obtenus ont été comparés à des essais effectués sur la même baie refroidie sans échangeur. Nous avons observé que l'ajout de l'échangeur a pour conséquence une diminution du débit d'air (pertes de charge échangeur) qui se traduit par une légère augmentation des températures des composants, sans incidence sur leur fonctionnement. En outre, l'instrumentation mise en place a permis de montrer que la majorité de la puissance dissipée par les équipements est récupérée par l'échangeur. La consommation du système de refroidissement est très faible par rapport à un refroidissement à air classique.

De plus, les séquences de mesures ont permis de définir des modèles numériques simplifiés s'appuyant sur une approche nodale à l'échelle de la baie et de l'échangeur. Les coefficients des différents modèles ont été identifiés par technique inverse à partir des mesures expérimentales puis validés sur des séquences de mesures additionnelles. Les écarts de températures entre les expériences et les simulations sont satisfaisants avec des valeurs inférieures à 10%. Ces modèles pourront être par la suite dupliqués à l'échelle d'une salle informatique pour estimer l'impact du déploiement d'une telle solution de refroidissement.

Des simulations de panne du système de refroidissement de la baie sans et avec échangeur sont présentées dans l'annexe A.3.

Chapitre 3

Refroidissement de serveurs par plaques froides

Sommaire

3.1 Description du dispositif expérimental	59
3.1.1 Conception des plaques froides	59
3.1.2 Adaptation de la baie	60
3.1.3 Instrumentation	61
3.2 Résultats expérimentaux	62
3.2.1 Etude préliminaire	62
3.2.2 Mesures en régime transitoire	65
3.2.3 Relevés en régime stationnaire et bilan énergétique	67
3.3 Simulations numériques	70
3.3.1 Modélisation d'un serveur et d'une plaque froide	70
3.3.2 Identification des paramètres	73
3.3.3 Comparaisons expériences/simulations	76
3.3.4 Etude de sensibilité	78
3.4 Conclusion	79

Le refroidissement des composants électroniques par contact avec des sources froides fait l'objet de nombreux dépôts de brevets [103, 104, 105]. Généralement, les diamètres des canaux internes dans lesquels circulent le liquide de refroidissement sont de l'ordre du micromètre voire du nanomètre. En effet, dans le cas d'un écoulement en convection forcée dans un tube de diamètre D , les coefficients d'échanges convectifs varient en $D^{-1/3}$ en régime laminaire et en $D^{-0,2}$ en régime turbulent [55]. Toutefois, les pertes de charges dans un tube sont plus importantes lorsque la valeur de D est petite, ce qui implique une forte consommation énergétique du système de pompage. L'objectif de la thèse est donc d'étudier le refroidissement de composants en contact avec des plaques froides, afin de limiter l'utilisation d'une climatisation tout en ayant une consommation énergétique basse au niveau du circuit hydraulique.

Dans ce chapitre, l'objectif est d'étudier le refroidissement des serveurs informatiques par le biais de plaques « froides » en aluminium maintenues en température par une circulation d'eau, avec des tubes dont le diamètre est de l'ordre du centimètre. Un échange direct

par conduction thermique est assuré pour les composants électroniques de plus fortes puissances.

Dans un premier temps, le dimensionnement et la géométrie des plaques froides sont décrits. Un paragraphe est ensuite consacré à l'instrumentation mise en place durant cette étude puis nous analysons les résultats expérimentaux obtenus. Dans la dernière partie, la base de données expérimentales est exploitée pour mettre en place un modèle numérique simplifié de la réponse thermique d'un ensemble « plaque froide-serveur ».

3.1 Description du dispositif expérimental

L'objectif visé est de réaliser un refroidissement local par conduction directe entre les composants, sources de dissipation de puissance, et une source froide. Dans ce cas, comme le montre la figure 3.1, à chaque serveur est associée une plaque froide métallique et maintenue en température par une circulation d'eau. Des plots métalliques usinés dans la plaque froide sont en contact direct avec les composants (Figure 3.2). D'autres flux de chaleur sont également présents, les échanges par rayonnement entre les différentes surfaces mises en jeu, par conduction à travers le circuit imprimé (PCB) et par convection naturelle (ou forcée) au niveau des autres composants, du PCB et de la plaque froide.

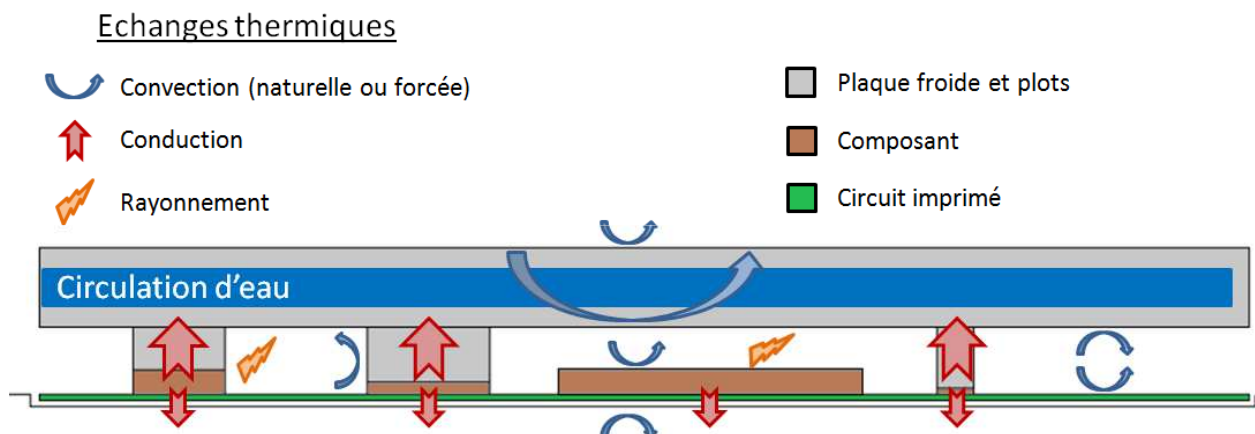


FIGURE 3.1 – Description des échanges thermiques lors du refroidissement par plaques froides

3.1.1 Conception des plaques froides

Des plaques froides en aluminium d'épaisseur 26 mm ont été usinées sur-mesure afin de permettre la circulation d'un fluide de refroidissement (dans notre cas de l'eau), qui est réparti sur la majeure partie de la surface (cf. figure 3.2.a). Un joint caoutchouc est placé entre les parties supérieure et inférieure des plaques pour empêcher les fuites de liquide. Le volume total de liquide présent dans une plaque est de l'ordre de 0,34 litre, avec une section moyenne de passage de 200 mm² (conduites rectangulaires de diamètre hydraulique d'environ 16 mm). Il reste une restriction de diamètre à l'entrée et à la sortie du tracé interne, avec une section de 150 mm². Le poids total d'une plaque froide sans fluide est d'un peu moins de 7 kg.

La figure 3.2.b montre les dimensions d'une plaque froide dédiée au serveur présent sur la photo. Quatre plots métalliques ont été réalisés pour assurer un contact direct avec les composants dissipant le plus de chaleur : les processeurs (CPU, 1 et 2), le chipset (3) et le contrôleur disque (SAS, 4). Les hauteurs des plots en aluminium sont ajustées en fonction

des composants ciblés et varient entre 14 et 20 mm. De la pâte thermique (de conductivité 2,9 W/m/K) est placée entre les surfaces des plots et des composants. D'autre part, un système de fixation par vis permet d'assurer un bon contact entre la plaque froide et le serveur.

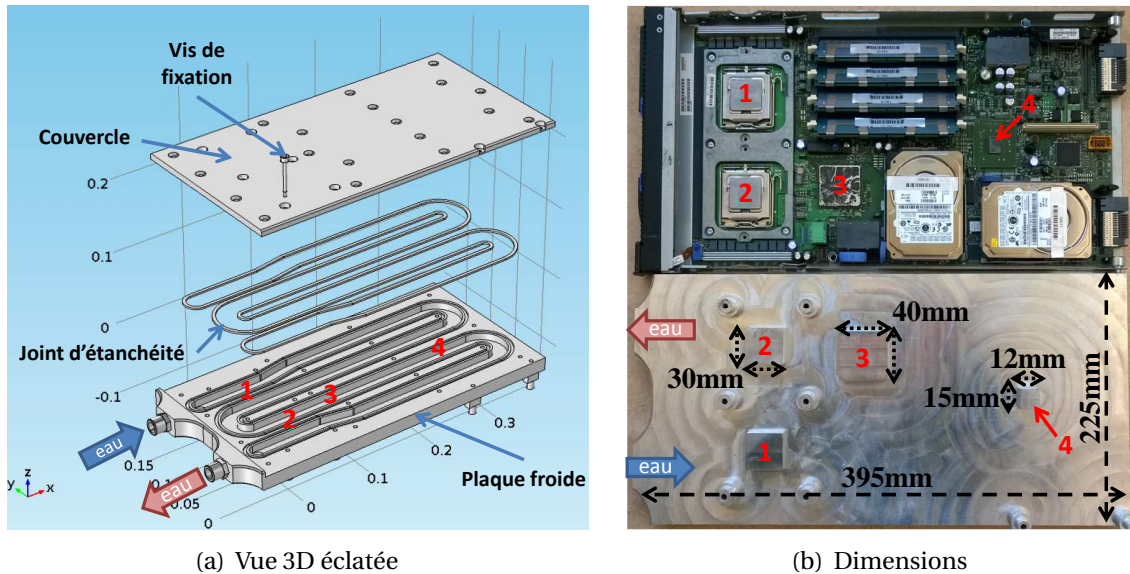


FIGURE 3.2 – Description des plaques froides

3.1.2 Adaptation de la baie

Dans un premier temps, l'objectif initial était de refroidir les principaux composants d'un serveur avec une plaque froide en supprimant les ventilateurs de la baie. Toutefois, certains composants ne sont pas en contact avec une plaque froide du fait de leur géométrie restrictive et nécessite un minimum de convection forcée.

Dans le cas de cette étude, trois serveurs IBM HS21 équipés d'une plaque froide sont placés verticalement dans une baie. Les serveurs et leur plaque respective sont numérotés en fonction de leur position (de gauche à droite, voir figure 3.3). Les trois serveurs sont placés côte à côte afin de visualiser l'influence des serveurs et des plaques entre eux. En effet, le boîtier du serveur n°1 n'est pas proche d'une plaque froide, tandis que la plaque froide du serveur n°3 n'est pas proche d'un serveur. Le serveur n°2 et sa plaque froide ont des conditions aux limites différentes, ce qui nous permet d'observer les évolutions des températures pour trois cas de dispositions différentes. A noter qu'il existe un écart de quelques millimètres entre une plaque froide et le serveur voisin (pas de contact direct).

En parallèle, les ventilateurs centrifuges présents initialement dans la baie (cf. chapitre 2) sont retirés et remplacés par plusieurs ventilateurs axiaux *SUNON PMD1204PQBX-A*, contrôlés par une alimentation à courant continu 0-12V, pour assurer le refroidissement des composants qui ne sont pas en contact avec les plaques froides.

Les trois plaques froides sont raccordées par des tuyaux calorifugés de diamètre interne 19 mm à un circuit de refroidissement comprenant une pompe *GRUNDFOS MAGNA Magna 25-60-180* et un aérotherme extérieur eau/air pour évacuer les calories (Figure 3.3).

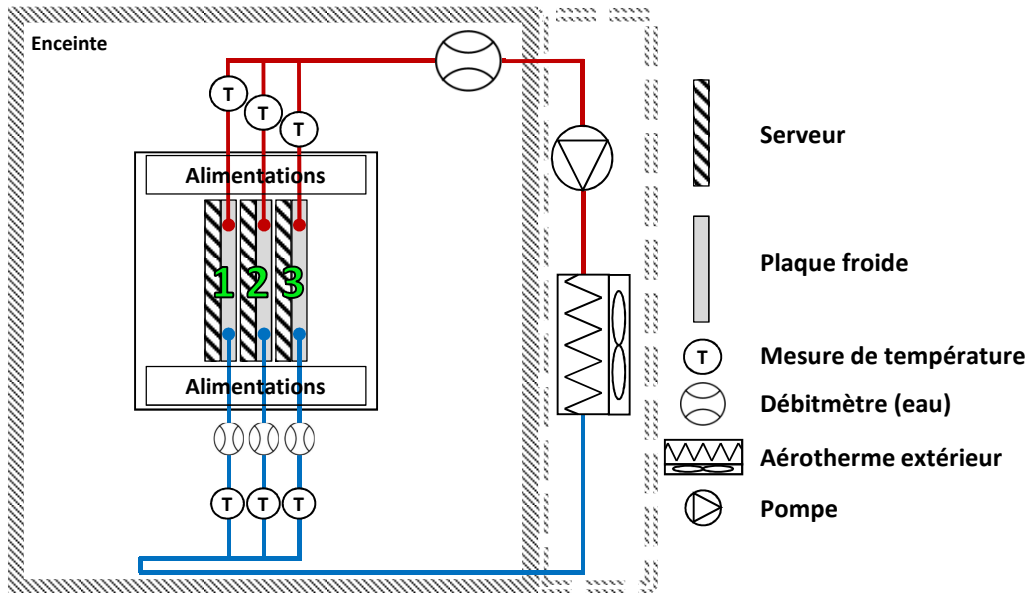


FIGURE 3.3 – Schéma global de l'installation

3.1.3 Instrumentation

Afin de suivre l'évolution des températures des trois serveurs et des plaques froides correspondantes, une instrumentation complémentaire est installée (figures 3.3 et 3.4). Plusieurs thermocouples de type K (fils de diamètre 0,1mm) ont été implantés entre la surface des composants et les plots, de même que sur la surface des barrettes mémoires refroidies par air.

Pour mesurer la température de l'air à l'intérieur des serveurs, six thermocouples sont implantés en différents points et deux anémomètres à fil chaud placés directement en sortie de serveurs permettent de mesurer la vitesse du flux d'air (figure 3.4.a). La surface maillée est rectangulaire, de dimensions 40mm*20mm, chaque anémomètre mesurant la vitesse sur une surface de 400 mm².

Sur le serveur n°2, des thermocouples ont été placés sous les composants en contact avec la plaque froide, au niveau du PCB et du boîtier du serveur. Des thermocouples sont également collés sur les faces internes et externes des plaques froides (voir figure 3.4.b).

En ce qui concerne la comptabilité des puissances au niveau des plaques froides, des thermocouples de type K chemisés de diamètre 3 mm sont introduit dans le circuit d'eau en entrée et en sortie de chaque plaque.

De plus, trois débitmètres IFM ELECTRONIC SM7000 sont installés pour suivre le débit d'eau dans chaque plaque froide, tandis que le débitmètre principal permet de suivre le débit total dans la boucle de refroidissement. Chaque boucle intermédiaire est dotée d'une vanne qui permet de réguler le débit d'eau de chaque plaque froide pour avoir un débit identique dans chacune des trois boucles.

Des mesures de puissance électrique permettent de suivre la consommation de la pompe, de l'aérotherme extérieur, des serveurs et des ventilateurs axiaux. Les incertitudes de mesures des différents capteurs sont identiques à celles présentées dans le chapitre 2.

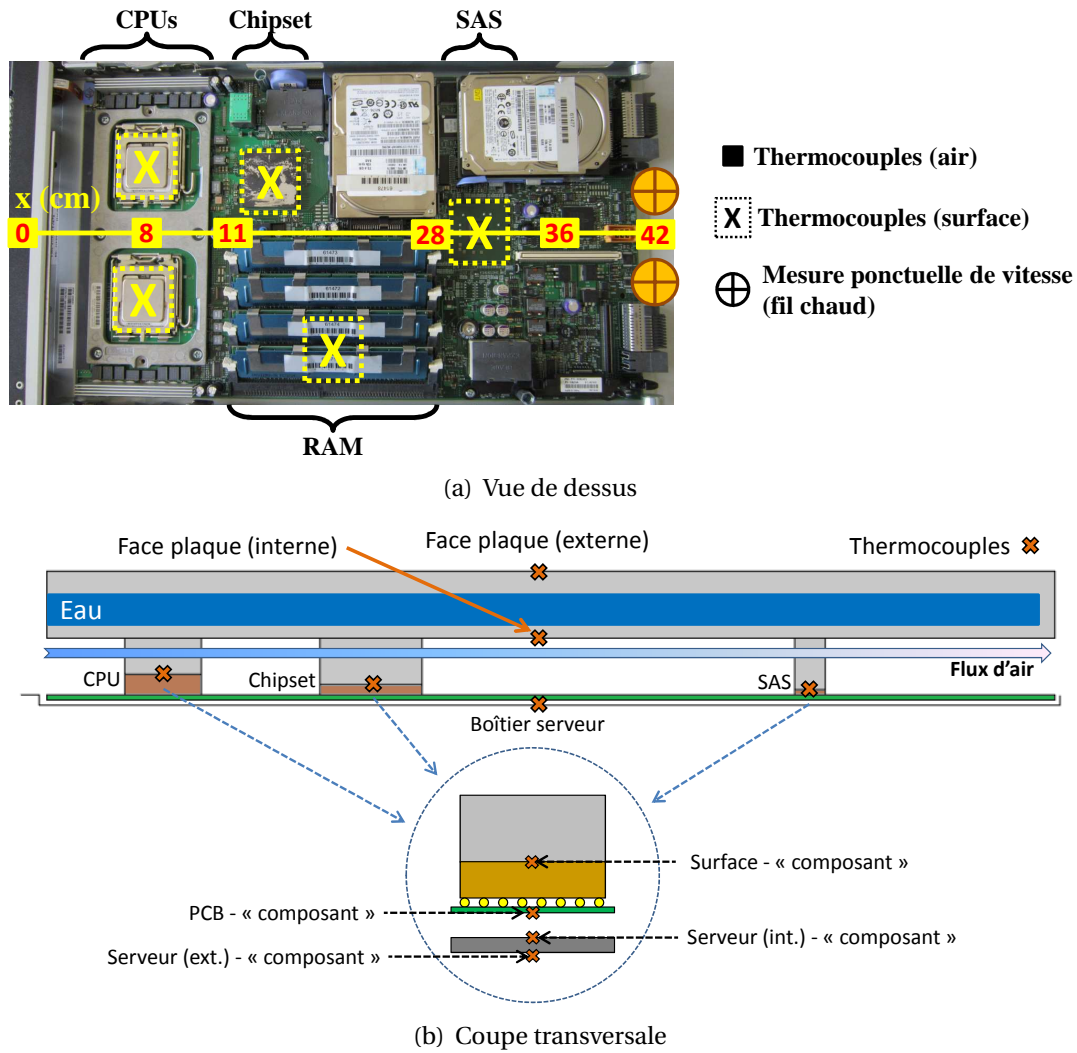


FIGURE 3.4 – Placement global des thermocouples dans un serveur et une plaque froide

3.2 Résultats expérimentaux

L'influence de trois paramètres opératoires est étudiée : la température de l'air en entrée des serveurs, la puissance dissipée par les serveurs informatiques (P_{MIN} et P_{MAX}) et le débit d'eau (qui varie entre 0,5 et 2 L/min). Le débit peut être modifié sur une grande plage de valeurs grâce au variateur de la pompe et aux vannes présentes sur le circuit hydraulique.

La température de consigne d'eau en entrée de la plaque est fixée par le biais d'un régulateur qui commande la vitesse de l'aérotherme extérieur. Le débit d'air à l'intérieur du serveur est également fixé et fait l'objet d'une étude préliminaire, présentée dans le paragraphe suivant.

3.2.1 Etude préliminaire

Cette première étude a pour objectif de déterminer le débit d'air minimal requis pour que la température limite des composants non refroidis par contact direct (notamment la RAM) ne soit pas atteinte, et que la consommation énergétique des ventilateurs soit la plus faible possible. Pour cette étude, certains paramètres opératoires sont préalablement fixés. Pour une comptabilité énergétique suffisamment précise, le débit d'eau est fixé à une valeur

faible de 1,0 L/min. Les températures d'air et d'eau en entrée sont de l'ordre de 25°C pour se placer dans des conditions moyennes de fonctionnement.

Dans un premier temps, les essais sont effectués à la puissance P_{MIN} . Nous faisons ensuite varier la tension aux bornes des ventilateurs de 4 à 12V par pas de 2V. Les valeurs des températures, des débits d'air et des puissances consommées par les ventilateurs sont relevées en régime stationnaire. L'opération est répétée pour la puissance dissipée P_{MAX} . Le composant le plus fragile étant la mémoire vive, le suivi de température se fait sur ce composant qui ne doit pas dépasser 95°C en surface.

Les relevés de températures ont montré que les disparités de mesures entre les trois serveurs sont faibles, avec des écarts-types compris entre 0,3 et 1,0°C en fonction des composants. Nous faisons donc l'hypothèse que tous les serveurs ont le même comportement thermique. Tous les résultats qui vont suivre sont obtenus à partir des valeurs moyennées des trois serveurs.

La figure 3.5 présente les résultats obtenus en fonction du débit d'air à l'intérieur du serveur (la température d'air en entrée est mesurée et égale à 26°C). Nous observons que la température de surface du composant décroît logiquement avec l'augmentation du débit d'air. Nous notons également une différence de température d'environ 12°C entre P_{MIN} et P_{MAX} . La consommation des ventilateurs varie entre 8 W et 89 W pour des débits d'air allant de 6 à 17 m³/h.

Pour un débit d'air d'environ 13 m³/h, la température maximale atteinte par le composant est de 73,5°C avec une puissance de ventilateurs proche de 37 W. C'est ce point qui présente le meilleur compromis entre température de surface (inférieure à 95°C avec une marge de sécurité en cas de hausse de la température d'air en entrée) et puissance consommée par la ventilation (qui doit être la plus faible possible).

Par rapport au refroidissement à air étudié dans le chapitre 2, pour une température d'air proche de 25°C, le débit d'air est réduit de 69% et la consommation électrique des ventilateurs est réduite de 50%. Il serait possible par la suite de moduler le débit d'air en fonction de la puissance des serveurs pour réduire la consommation de ces ventilateurs.

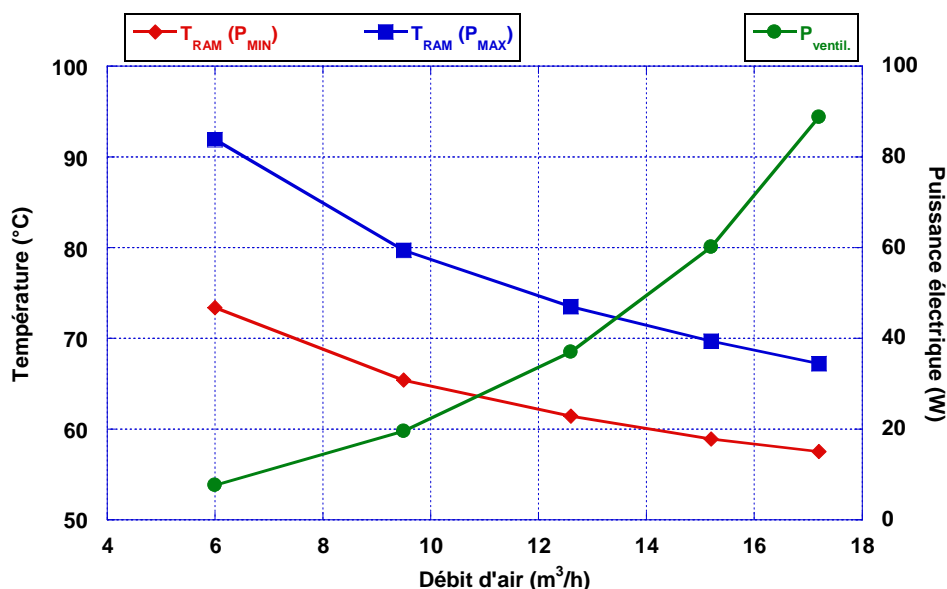


FIGURE 3.5 – Evolution de la température de la RAM et de la consommation des ventilateurs en fonction du débit d'air ($T_a^{\text{entrée}} \approx 25^\circ\text{C}$)

Il est également intéressant de suivre l'évolution des températures des composants électroniques en contact avec les plaques froides en fonction de la valeur du débit d'air. En effet, des échanges convectifs peuvent apparaître entre le flux d'air et les plots métalliques comme

le montre la figure 3.6. A P_{MIN} , seule la température du SAS décroît avec l'augmentation du débit d'air, tandis que les températures des autres composants sont stables. Nous observons un comportement différent à P_{MAX} où toutes les températures baissent avec des débits d'air plus importants. Ces phénomènes s'expliquent par le fait qu'à P_{MIN} , les températures des composants sont quasi égales à la température d'air en entrée des serveurs.

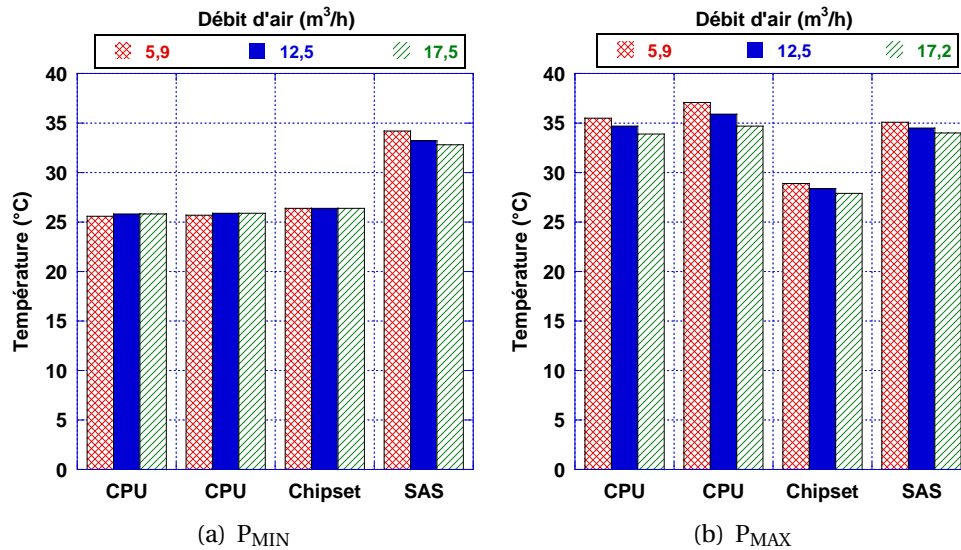


FIGURE 3.6 – Influence du débit d'air sur les composants refroidis par contact en fonction de la puissance ($T_a^{\text{entrée}} \approx 25^\circ\text{C}$)

Les mesures préliminaires ont permis de mettre en évidence l'influence de la valeur du débit d'air sur les profils des températures d'air le long des serveurs (cf. figure 3.7). Augmenter le débit d'air induit des baisses des températures d'air le long des serveurs, avec des écarts plus importants au niveau des pics de températures. Il en est de même pour les températures de sortie des serveurs (pour $x = 42$ cm) où nous observons des baisses de plusieurs degrés lorsque le débit d'air est multiplié par 2.

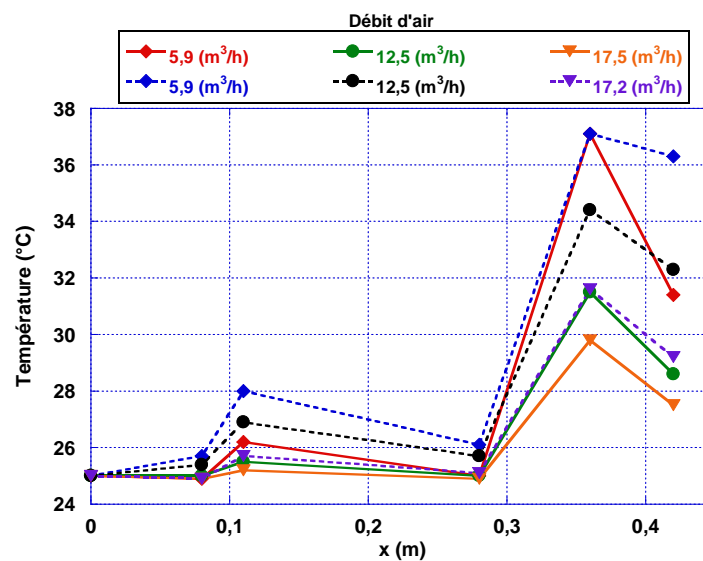


FIGURE 3.7 – Evolution des températures d'air le long des serveurs en fonction du débit d'air et de la puissance (avec P_{MIN} en trait plein, P_{MAX} en pointillés)

3.2.2 Mesures en régime transitoire

Pour rappel, le débit d'air à travers les serveurs est fixé à 13 m³/h environ. D'autre part, les températures de surface des composants ne doivent pas dépasser les valeurs maximales recommandées, qui sont rappelées dans le tableau 3.1.

TABEAU 3.1 – Valeurs des températures maximales recommandées des composants

	CPU	Chipset	SAS	RAM	HDD
Température (°C)	66	105	115	95	55

Dans un premier temps, il est intéressant pour la compréhension des échanges thermiques d'observer le comportement transitoire du système afin d'évaluer les changements de températures en fonction des variations des paramètres opératoires. Un exemple est donné pour un débit d'eau constant de l'ordre de 1,0 L/min avec des variations des températures d'air et d'eau en entrée, et de la puissance dissipée par les serveurs (figure 3.8).

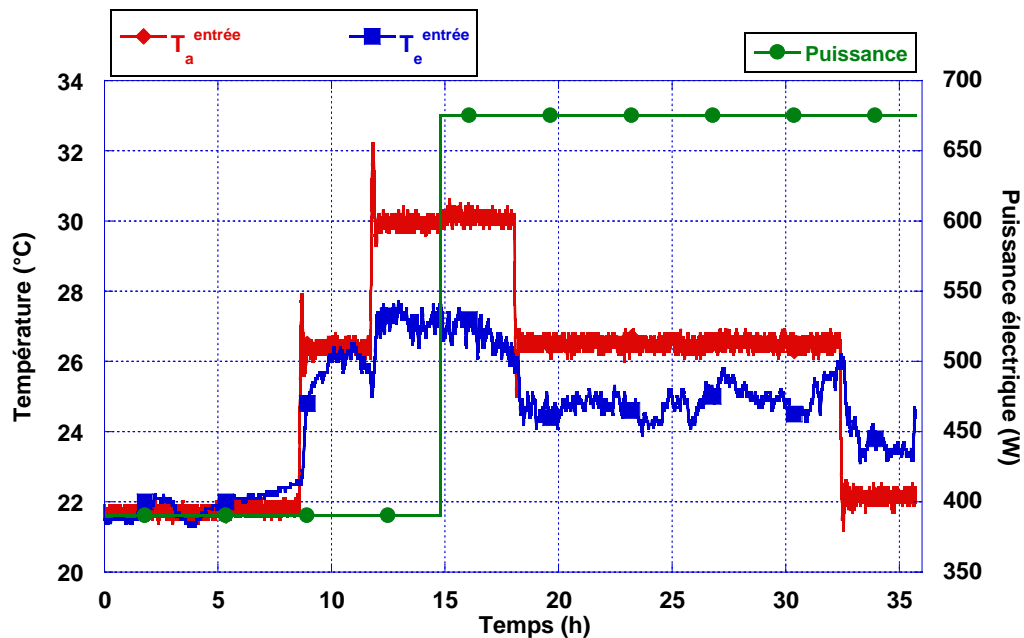


FIGURE 3.8 – Variations des paramètres opératoires au cours du temps

La figure 3.9 donne l'évolution des températures des faces externes des plaques froides et des boîtiers des serveurs. Nous observons que les températures des faces externes des plaques froides sont très proches. Pour les boîtiers des serveurs, nous notons une petite différence de température (de 0,6°C en moyenne) entre le serveur n°1 et les deux autres. Cela s'explique par le fait que le boîtier de ce serveur n'est pas à proximité d'une plaque froide pour le refroidir. De plus, du fait de la disposition des serveurs dans la baie, cette singularité ne peut donc apparaître que sur le serveur se situant tout à gauche.

Le faible écart de température enregistré par les différents thermocouples permet de corroborer l'hypothèse que les températures des serveurs et des plaques froides sont similaires quel que soit le serveur étudié.

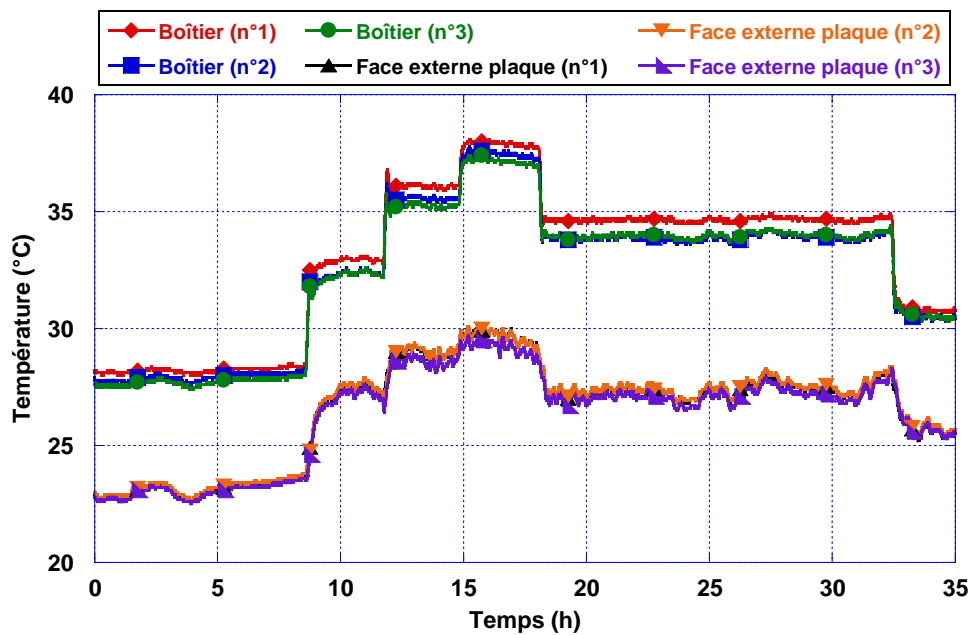


FIGURE 3.9 – Profils de températures des faces externes des plaques froides et des boîtiers des serveurs au cours du temps

La figure 3.10 présente les profils moyens de températures des principaux composants des serveurs. A P_{MIN} , les composants refroidis par eau ont des températures proches, excepté le SAS qui a une température plus élevée d'environ 5°C. La faible différence de températures entre les deux CPU (0,7°C) réside vraisemblablement dans la disposition des entrées et des sorties d'eau des plaques froides et du parcours de l'eau à travers celle-ci. D'après la figure 3.2, le premier CPU est placé près de l'entrée d'eau. A P_{MAX} , les écarts de températures entre l'eau et les composants deviennent plus importants. L'augmentation des températures lors du changement de puissance est beaucoup plus marquée pour les processeurs (+10,1°C en moyenne) que pour les autres composants (+1,4°C pour le chipset et 1,0°C pour le SAS). Cela s'explique par le fait que les processeurs dissipent plus de puissance que les autres composants.

Nous pouvons également noter que la température d'air en entrée des serveurs a un effet sur la température des composants en contact avec les plaques froides. Par exemple, passer d'une température d'air en entrée de 26 à 30°C fait augmenter la température des composants refroidis par eau de 2,4°C en moyenne à P_{MAX} . La figure 3.10 montre également les profils de températures des composants seulement refroidis par le flux d'air comme la RAM et le HDD. Les températures maximales atteintes par ces composants sont respectivement de 66°C et 37°C à P_{MIN} et de 77°C et 39°C à P_{MAX} .

Dans nos conditions d'essais, nous constatons que tous les composants fonctionnent en-dessous de leur température maximale recommandée. Toutefois, les CPU sont les composants qui nécessitent la plus grande attention si la température de consigne d'eau entrée de plaque venait à être augmentée. En effet, l'écart de température entre la surface des CPU et la température d'eau en entrée est d'environ 13°C à P_{MAX} .

La face interne de la plaque froide, qui est du côté des composants, a une température qui évolue essentiellement en fonction de la température d'air en entrée. Le passage de P_{MIN} à P_{MAX} a une légère influence, avec une élévation moyenne de température de 1,8°C.

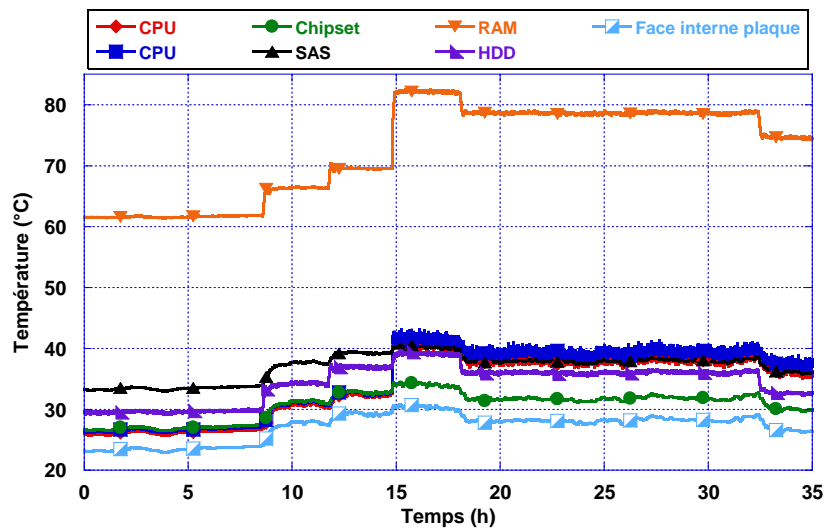


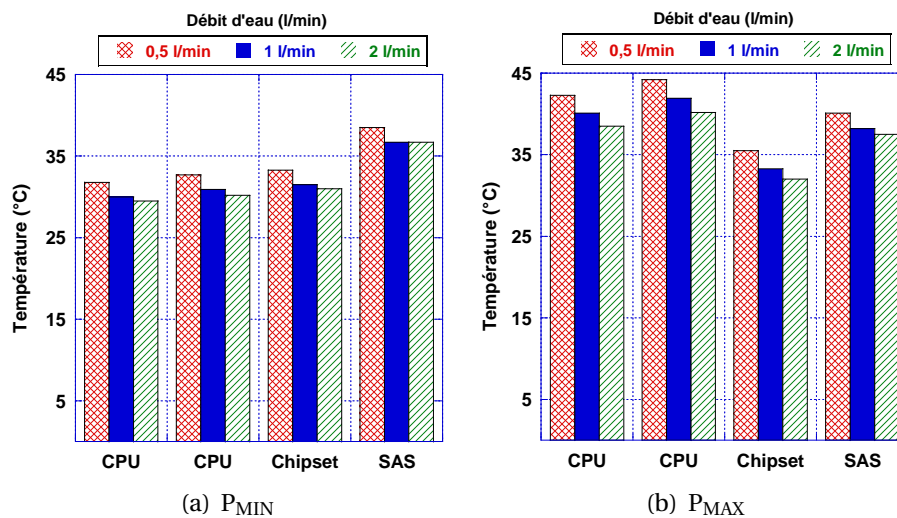
FIGURE 3.10 – Profils des températures des composants et de la plaque froide en fonction du temps

3.2.3 Relevés en régime stationnaire et bilan énergétique

3.2.3.1 Températures

La figure 3.11 montre les températures de surface des composants en contact avec les plaques froides pour différentes valeurs de débits d'eau et pour une température d'air en entrée de serveurs de l'ordre de 30°C.

Nous observons que les températures baissent logiquement avec l'augmentation de la valeur du débit d'eau. La baisse de température est plus marquée lors du passage de 0,5 à 1 L/min avec une baisse moyenne de 1,8°C à P_{MIN} et de 2,2°C à P_{MAX} . En revanche, lors du passage de 1 à 2 L/min, les températures ne baissent en moyenne que de 0,4°C à P_{MIN} et de 1,3°C à P_{MAX} . Diminuer la valeur du débit d'eau n'occasionne pas de hausse importante des températures des composants, dont les valeurs mesurées sont toujours inférieures aux valeurs maximales recommandées. Augmenter le débit d'eau au-delà de 2 L/min ne permet donc pas de réduire la température de surface des composants de manière conséquente du fait de l'efficacité d'échange limitée due à la configuration géométrique des plaques froides.

FIGURE 3.11 – Influence du débit d'eau sur les composants refroidis par contact en fonction de la puissance ($T_a^{entrée} \approx 30^\circ\text{C}$)

Comme la température de la face supérieure des composants est imposée par la plaque froide, des mesures de températures complémentaires ont été effectuées afin de visualiser le gradient de température en-dessous des différents composants. Les résultats de la figure 3.12 sont obtenus pour une température d'air de 30°C et un débit d'eau de 1 L/min. Nous constatons que les températures mesurées sous les composants au niveau du PCB sont généralement supérieures aux températures de surface de l'ordre de 3°C (excepté pour les CPU à P_{MAX} où l'inverse est observé). Entre la surface du PCB et le boîtier du serveur, les températures baissent de 1,6 à 5,7°C pour les CPUs, de 4,5°C pour le chipset et de 2,4 pour le SAS.

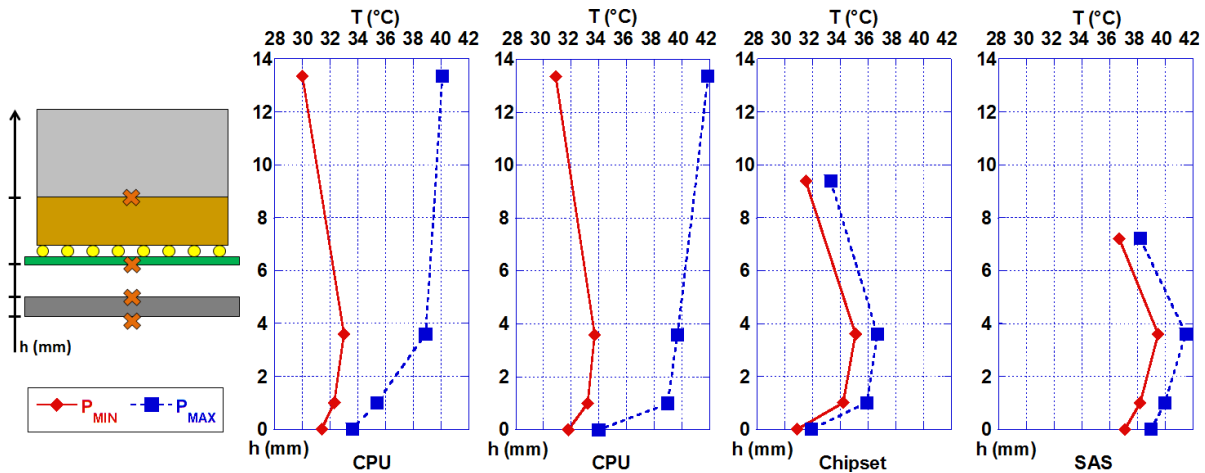


FIGURE 3.12 – Evolution des gradients de températures sous les composants

Sur la figure 3.13 sont reportées les températures d'air le long des serveurs pour différentes valeurs du débit d'eau et des deux niveaux de puissance. En premier lieu, la différence de température d'air entre la sortie et l'entrée des serveurs est assez élevée, de l'ordre de 4°C à P_{MIN} et de 6°C à P_{MAX} . Une partie de la puissance des serveurs se retrouve donc sur le flux d'air. Par rapport aux résultats observés au chapitre 2, les profils des températures d'air le long des serveurs ne sont pas linéaires. L'augmentation du débit d'eau permet de réduire faiblement les températures d'air au sein des serveurs. En effet, multiplier la valeur du débit d'eau par 4 fait baisser la valeur des températures de moins de 1 degré en moyenne.

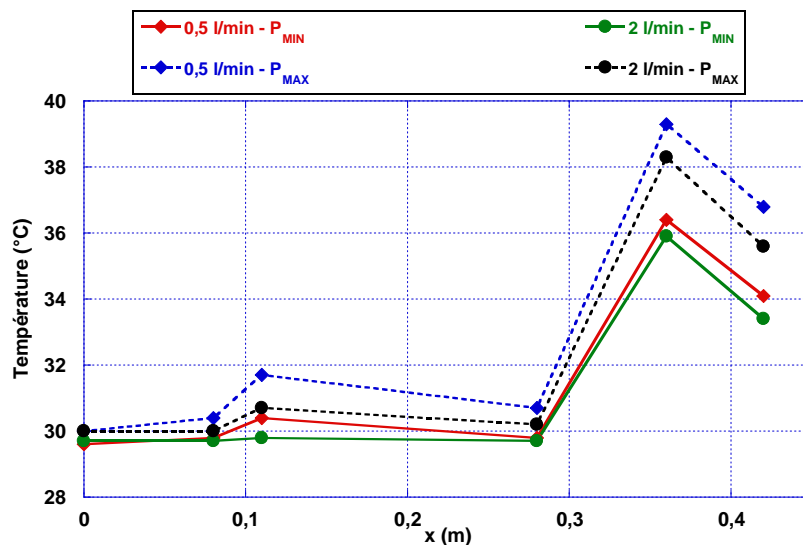


FIGURE 3.13 – Evolution des températures d'air le long des serveurs en fonction du débit d'eau et de la puissance

3.2.3.2 Puissances thermiques et électriques

Lorsque les composants sont utilisés au maximum de leurs capacités, la puissance électrique des serveurs augmente de 73% par rapport à P_{MIN} (cf. tableau 3.2).

Sur la figure 3.14 sont reportées les puissances thermiques récupérées sur l'eau et sur l'air en fonction des principaux paramètres opératoires, pour des températures d'air et d'eau respectivement de l'ordre de 30°C et 25°C. Les résultats indiquent que les puissances thermiques cédées aux deux fluides dépendent de la valeur du débit d'eau.

La puissance thermique cédée à l'eau est assez proche de la puissance électrique consommée par le serveur. En effet, le ratio entre ces deux quantités varie, selon le débit d'eau, entre 69 et 91% à P_{MIN} et entre 65 et 78% à P_{MAX} . La plaque froide mise en place assure donc une récupération correcte des calories dissipées. Il est donc impératif de sélectionner les points de fonctionnement qui permettent de récupérer un maximum de calories par le biais des plaques froides. La puissance thermique sur l'air représente environ 13% de la puissance consommée par les serveurs. Malgré les élévations de températures d'air au sein des serveurs, les puissances sur l'air sont faibles du fait de la valeur du débit d'air. Dans notre cas, la présence de quelques composants ne pouvant être refroidis par un contact avec une plaque froide rend nécessaire la présence d'une climatisation de faible puissance.

Les incertitudes sur les calculs de la puissance thermique sont de 20% sur l'eau et de 16% sur l'air.

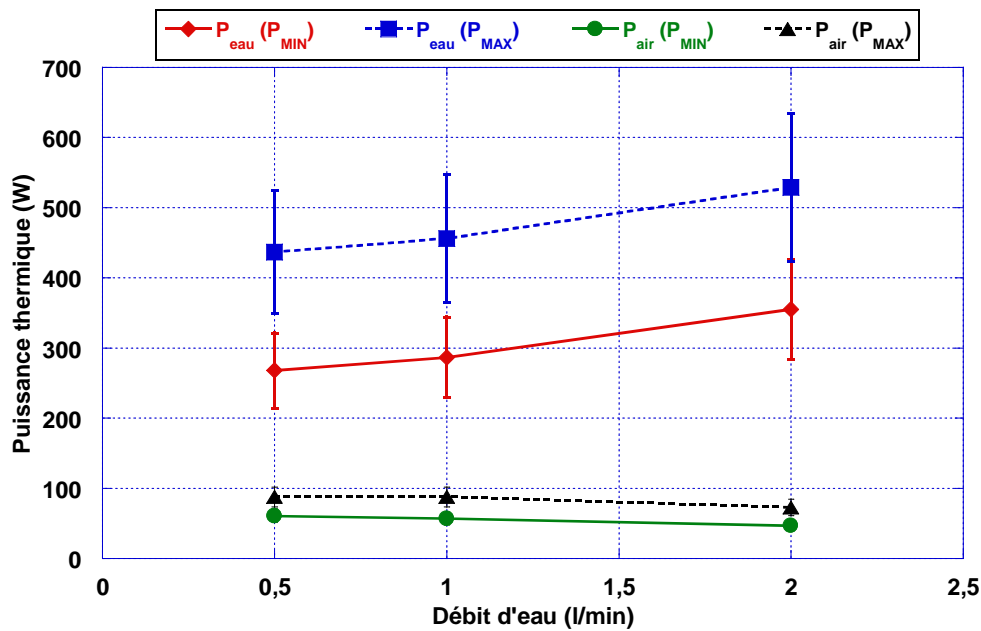


FIGURE 3.14 – Puissance thermique cédée à l'eau et à l'air en fonction du débit d'eau et de la puissance électrique consommée ($T_a^{\text{entrée}} \approx 30^\circ\text{C}$)

Les relevés des puissances électriques consommées d'une part par les serveurs, et d'autre part par le système de refroidissement, permettent de chiffrer l'efficacité énergétique de l'installation. Toutefois, comparé au cas d'un data center réel, nous ne pouvons calculer qu'une efficacité partielle prenant uniquement en compte la consommation du système de refroidissement. L'indicateur partiel d'efficacité énergétique utilisé dans notre cas est le *partial Power Usage Effectiveness* (pPUE), dont l'expression est rappelée ci-dessous :

$$p\text{PUE} = \frac{\text{Consommation totale de l'installation}}{\text{Consommation des équipements informatiques}} \quad (3.1)$$

La consommation électrique du système du refroidissement est composée de la consommation de la pompe du circuit hydraulique et du ventilateur de l'échangeur eau/air extérieur.

La consommation des ventilateurs qui assurent la circulation du flux d'air au sein des serveurs est comprise dans la consommation des équipements informatiques.

Le tableau 3.2 récapitule les puissances électriques consommées par les équipements. La pompe consomme entre 10 et 70 Watts en fonction du débit choisi, qui est compris entre 0,5 et 5 L/min. Nous obtenons des valeurs de pPUE proches de 1,1 à P_{MIN} et 1,06 à P_{MAX} . Ces valeurs sont intéressantes comparées à un refroidissement à air classique et elles sont susceptibles de baisser pour trois principales raisons :

- en prenant en compte un plus grand nombre de serveurs, car l'installation hydraulique utilisée est surdimensionnée pour refroidir uniquement trois serveurs ;
- la définition du pPUE ne permet pas de prendre en compte la baisse de la consommation des ventilateurs par rapport à un refroidissement classique, qui est englobée dans la consommation des équipements informatiques. En effet, dans notre cas, diminuer la consommation électrique des ventilateurs permet de réduire la facture énergétique (qui est l'objectif principal à atteindre) mais donne un indicateur d'efficacité énergétique plus mauvais. Si nous prenons le cas d'une salle informatique contenant 100 baies équipées des serveurs utilisés durant l'étude (soit un total de 2800 serveurs), nous arrivons à une économie d'environ 223 MWh par an ;
- par ailleurs, nous pouvons supposer qu'avec des serveurs adaptés, le problème de la convection forcée pour les seules barrettes de mémoires pourrait ne plus se poser.

TABEAU 3.2 – Consommation électrique détaillée du refroidissement par plaques froides

	Serveurs ($P_{\text{MIN}}/P_{\text{MAX}}$)	Ventilateurs	Pompe	Aérotherme
Puissance (W)	390/675	37	de 10 à 70	35

3.3 Simulations numériques

Afin de disposer d'un modèle numérique de prédiction de la réponse thermique de l'ensemble "plaque froide-serveur", un modèle de comportement est établi. Différentes séquences de mesures sont exploitées pour identifier les paramètres.

3.3.1 Modélisation d'un serveur et d'une plaque froide

La figure 3.15 présente le schéma électrique équivalent du modèle retenu. par rapport au chapitre 2, les vitesses d'air en entrée de serveurs sont réduites et sont de l'ordre de 0,7 m/s. De ce fait, les échanges thermiques convectifs au sein des serveurs vont être moins importants. En supposant que la vitesse des composants soit de l'ordre de 2 m/s, le coefficient d'échange convectif est à d'environ 5 à 10 W/m²/K.

Pour les échanges radiatifs, en faisant l'hypothèse que les températures des surfaces mises en jeu sont du même ordre de grandeur, le coefficient d'échange radiatif h_{rad} peut s'écrire sous la forme :

$$h_{\text{rad}} = 4\epsilon\sigma\left(\frac{T_{\text{composant}} + T_{\text{plaque}}}{2}\right) \simeq 3,9 \text{ W/m}^2/\text{K} \quad (3.2)$$

avec $\epsilon = 0,5$, $T_{\text{composant}} = 303,15 \text{ K}$ et $T_{\text{plaque}} = 343,15^\circ\text{C}$.

Malgré la baisse du débit d'air au sein des serveurs, les coefficients d'échange radiatif sont moins élevés que les coefficients d'échange conductif, mais ils ne sont pas pour autant négligeables.

Nous définissons une température moyenne pour la face interne de la plaque froide (T_{PFI}^{moy}) et une température moyenne d'eau (T_e^{moy}) pour l'ensemble des échanges thermiques avec la plaque froide.

Les grandeurs d'entrée pour ce modèle sont (figure 3.15) :

- la température d'air en entrée de serveur (T_a^{entree}) ;
- la température d'eau en entrée de plaque froide (T_e^{entree})
- la puissance dissipée par les composants P_1 et P_2 ;
- les températures du boîtier du serveur sous les composants ($T_{b,1}^S$ et $T_{b,2}^S$) ;
- la température de la face externe de la plaque froide (T_{PFE}^{moy}).

Les valeurs des débits d'air et d'eau sont également à renseigner.

A partir des résultats expérimentaux, les nœuds du modèle nodal ont été choisis. Pour le serveur deux zones sont retenues pour l'air. Les nœuds 3 ($T_{a,1}^S$) et 4 ($T_{a,2}^S$) correspondent aux températures d'air de la première partie (de 0 à 11cm) et de la seconde partie (de 11 à 42cm) des serveurs. De plus, les nœuds 1 ($T_{c,1}^S$) et 2 ($T_{c,2}^S$) représentent les températures équivalentes des composants dans chaque zone. La puissance dissipée par les composants est répartie de la même façon que dans le chapitre 2. Au nœud 1, la puissance P_1 est la puissance totale des processeurs en contact avec la première rangée de plots de la plaque froide. La puissance équivalente P_2 associée au nœud 2 correspond à la puissance dissipée par les autres composants.

Les transferts de chaleur par conduction directe dans les plots entre les nœuds (1,5) et (2,5) sont pris en compte par les conductances thermiques équivalentes h_{15} et h_{25} . Les échanges thermiques par convection entre l'air traversant le serveur et la surface des plots en contact avec les composants sont modélisés par le biais des conductances h_{13} et h_{24} . Les (conductances h_{35} et h_{45}) et prennent en compte les échanges par convection entre la face interne de la plaque froide et le flux d'air.

La puissance thermique cédée à l'eau à travers la plaque froide est représentée par la conductance h_{56} . La température d'eau en sortie de la plaque est obtenue par le calcul de la température d'eau moyenne qui circule au sein de la plaque froide. Les conditions aux limites extérieures sont prises en compte par le biais du nœud 9 qui représente la température de la face externe de la plaque froide (T_{PFE}^{moy}).

Le transfert de chaleur entre l'eau et la face interne de la plaque froide est représentée par la conductance h_{56} . La température d'eau en sortie de la plaque est obtenue par le calcul de la température d'eau moyenne qui circule au sein de la plaque froide.

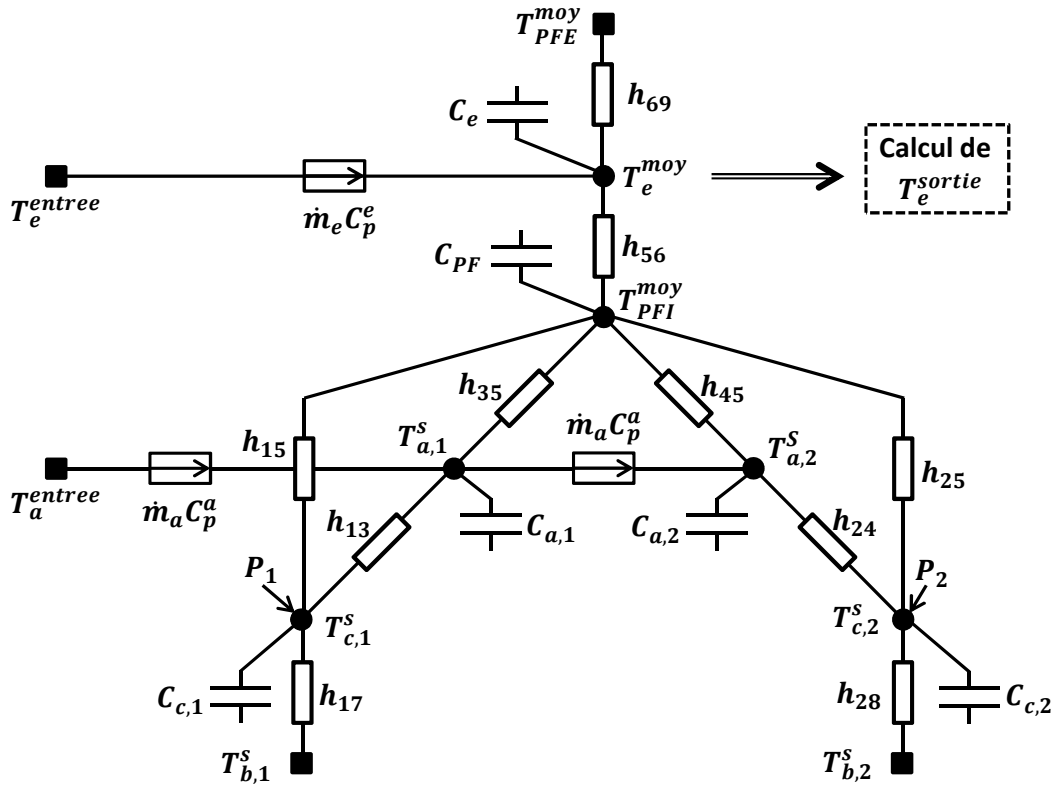


FIGURE 3.15 – Schéma du modèle nodal d'un serveur et d'une plaque froide

Le calcul des températures aux différents nœuds passe par un bilan thermique en chacun des points. Le système d'équations régissant ce modèle est détaillé ci-dessous, avec par exemple, $C_{a,1}$ la capacité thermique du nœud $T_{a,1}^S$, \dot{m}_a le débit d'air massique à travers le serveur. h_{17} et h_{28} sont les conductances thermiques équivalentes modélisant les échanges thermiques entre la surface des composants et le boîtier des serveurs.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{c,1} \frac{dT_{c,1}^S}{dt} = P_1 + h_{13}(T_{a,1}^S - T_{c,1}^S) + h_{15}(T_{PFI}^{moy} - T_{c,1}^S) + h_{17}(T_{b,1}^S - T_{c,1}^S) \\ C_{c,2} \frac{dT_{c,2}^S}{dt} = P_2 + h_{24}(T_{a,2}^S - T_{c,2}^S) + h_{25}(T_{PFI}^{moy} - T_{c,2}^S) + h_{28}(T_{b,2}^S - T_{c,2}^S) \\ C_{a,1} \frac{dT_{a,1}^S}{dt} = \dot{m}_a C_p^a (T_a^{entree} - T_{a,1}^S) + h_{13}(T_{c,1}^S - T_{a,1}^S) + h_{35}(T_{PFI}^{moy} - T_{a,1}^S) \\ C_{a,2} \frac{dT_{a,2}^S}{dt} = \dot{m}_a C_p^a (T_{a,1}^S - T_{a,2}^S) + h_{24}(T_{c,2}^S - T_{a,2}^S) + h_{45}(T_{PFI}^{moy} - T_{a,2}^S) \\ C_{PF} \frac{dT_{PFI}^{moy}}{dt} = h_{15}(T_{c,1}^S - T_{PFI}^{moy}) + h_{25}(T_{c,2}^S - T_{PFI}^{moy}) + h_{35}(T_{a,1}^S - T_{PFI}^{moy}) \\ \quad + h_{45}(T_{a,2}^S - T_{PFI}^{moy}) + h_{56}(T_e^{moy} - T_{PFI}^{moy}) \\ C_e \frac{dT_e^{moy}}{dt} = \dot{m}_e C_p^e (T_e^{entree} - T_e^{moy}) + h_{56}(T_{PFI}^{moy} - T_e^{moy}) + h_{69}(T_{PFE}^{moy} - T_e^{moy}) \end{array} \right. \quad (3.3)$$

Une notation matricielle est employée pour représenter le système d'équations :

$$\frac{d\vec{T}}{dt} = A\vec{T} + B\vec{U} \quad (3.4)$$

Les détails des différentes matrices et vecteurs sont donnés dans l'annexe A.5.

3.3.2 Identification des paramètres

La procédure d'identification des paramètres est la même que celle définie au chapitre 2. Du fait du nombre conséquent de paramètres du modèle, les valeurs des conductances thermiques équivalentes sont, dans un premier temps, identifiées à partir des mesures en régime stationnaire. Les capacités thermiques équivalentes sont alors calculées en régime transitoire.

3.3.2.1 Identification des conductances équivalentes

La séquence de mesures utilisée pour identifier les conductances est détaillée sur les figures 3.16 à 3.17. La fonctionnelle est calculée sur les six points de mesures du fait du grand nombre de paramètres à identifier. L'estimation des conductances thermiques est lancée avec des valeurs initiales des paramètres « pré-calculées » (voir tableau 3.3).

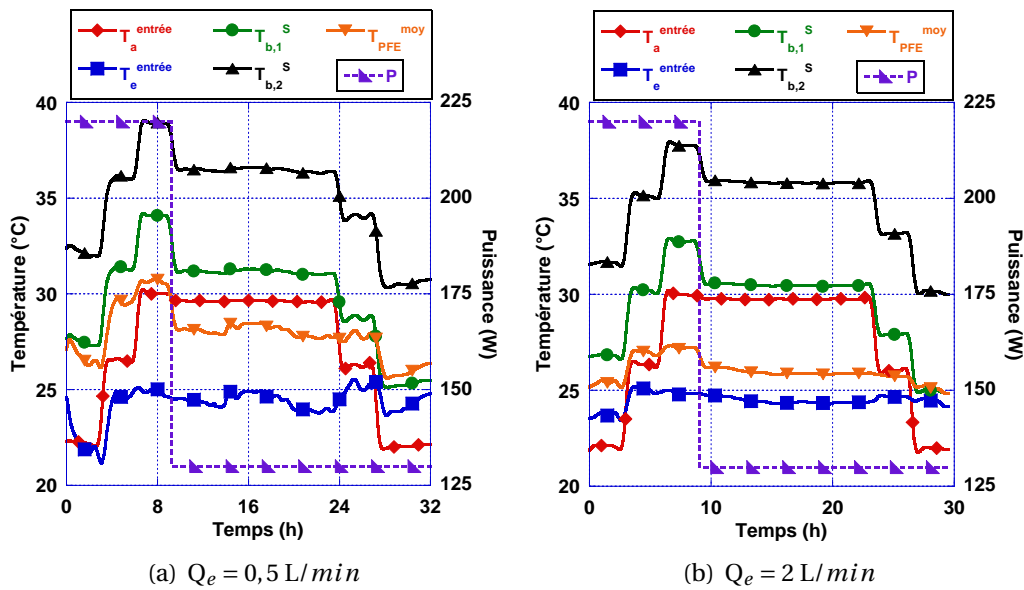


FIGURE 3.16 – Séquences d'identification : variations des paramètres opératoires

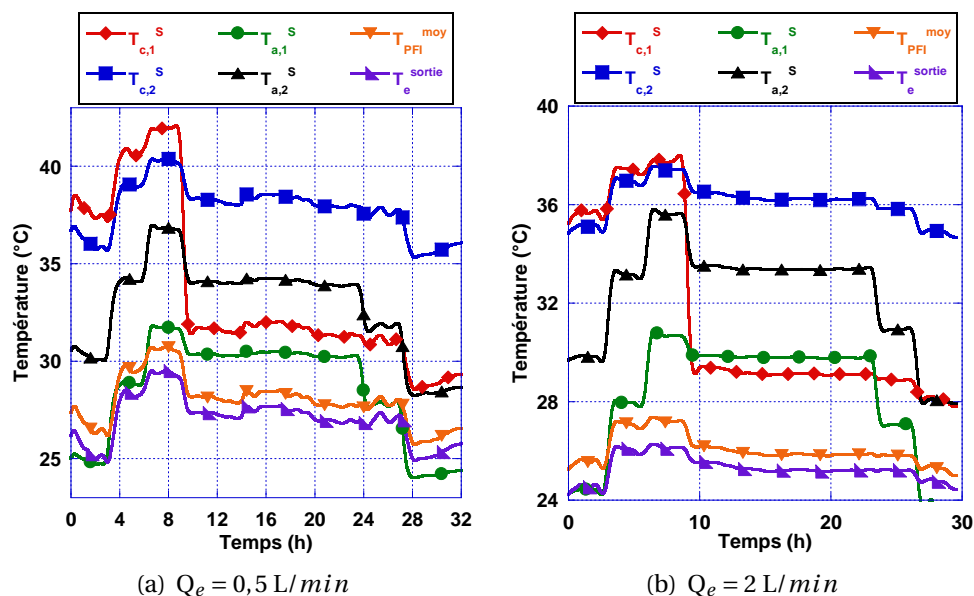


FIGURE 3.17 – Séquences d'identification : évolutions des températures du système

TABLEAU 3.3 – Valeurs initiales pour l'identification des conductances thermiques

Conductances	h_{35}	h_{45}	h_{17}	h_{28}	h_{13}	h_{24}	h_{56}	h_{69}	h_{15}	h_{25}
Valeurs initiales (W/K)	1	1	15	15	1	1	50	50	30	30

Afin d'aboutir à une identification probante des conductances thermiques, les séquences de mesures utilisées correspondent aux périodes durant lesquelles les gradients de température sont les plus conséquents. Le tableau 3.4 donne un ordre de grandeur des valeurs des conductances équivalentes en fonction de certains paramètres opératoires. Dans le cas des conductances thermiques des plots, il est possible de calculer des valeurs théoriques puisqu'elles représentent des échanges par conduction pure (avec des contacts parfaits) :

$$\begin{cases} h_{15}^{théorique} = 2 * \frac{\lambda_{aluminium} S_{CPU}}{e_{CPU}} = 30,6 \text{ W/K} \\ h_{25}^{théorique} = \frac{\lambda_{aluminium} S_{Chipset}}{e_{Chipset}} + \frac{\lambda_{aluminium} S_{SAS}}{e_{SAS}} = 23,04 \text{ W/K} \end{cases} \quad (3.5)$$

Toutefois, les valeurs obtenues par identification sont beaucoup plus faibles du fait des résistances de contacts importantes entre les plots et les composants. En effet, de la pâte thermique conductrice ($\lambda = 2,9 \text{ W/m/K}$, donnée fabricant) est insérée entre les plots et les composants. L'épaisseur est mesurée à l'aide de cales micrométriques et donne une valeur d'environ 0,3 mm. La résistance de contact pour un processeur est alors de l'ordre 0,095 K/W.

Les valeurs des conductances h_{35} , h_{45} , h_{13} et h_{24} sont faibles puisqu'elles représentent les coefficients d'échanges convectifs entre l'air, la plaque froide et les surfaces des plots.

Les coefficients d'échanges convectifs entre la plaque et l'eau sont représentés par les conductances h_{56} et h_{69} sont très proches et avec des valeurs importantes (convection forcée).

TABLEAU 3.4 – Résultats de l'identification des conductances thermiques équivalentes pour $Q_e = 0,5 \text{ L/min}$ et $T_a^{entrée} = 30^\circ\text{C}$ (à P_{MAX})

Conductances	h_{35}	h_{45}	h_{17}	h_{28}	h_{13}	h_{24}	h_{56}	h_{69}	h_{15}	h_{25}
Valeurs identifiées (W/K)	4,9	1,6	13,2	13,7	1,2	8,8	58,3	59,2	4,0	1,0

Les conductances varient fortement en fonction des paramètres opératoires lors de l'identification sur les séquences de mesures en régime stationnaire. Afin de réduire le nombre de paramètres à estimer, nous fixons les valeurs des conductances h_{15} et h_{25} à celles obtenues dans le tableau 3.4.

Afin de modéliser ces dépendances, les relations suivantes ont été obtenues par le biais de régressions au premier ordre en fonction des deux principaux paramètres opératoires Q_e et $T_a^{entrée}$ (il s'agit de la méthode employée pour la définition des conductances de l'échangeur air/eau dans le chapitre 2) :

$$\begin{cases} h_{35} = 0,14 * Q_e * T_a^{entrée} - 3,5 * Q_e + 0,32 * T_a^{entrée} - 4,9 \\ h_{45} = 0,11 * Q_e * T_a^{entrée} - 1,2 * Q_e + 0,03 * T_a^{entrée} - 0,41 \\ h_{17} = 0,33 * Q_e * T_a^{entrée} - 6,2 * Q_e + 0,14 * T_a^{entrée} + 7,0 \\ h_{28} = 0,87 * Q_e * T_a^{entrée} - 20 * Q_e + 0,50 * T_a^{entrée} - 4,2 \\ h_{13} = 0,17 * Q_e * T_a^{entrée} - 3,7 * Q_e + 0,01 * T_a^{entrée} + 0,76 \\ h_{24} = 1,9 * Q_e * T_a^{entrée} - 40 * Q_e - 0,39 * T_a^{entrée} + 12 \\ h_{56} = 3,4 * Q_e * T_a^{entrée} - 67 * Q_e + 0,47 * T_a^{entrée} + 26 \\ h_{69} = -0,64 * Q_e * T_a^{entrée} + 22 * Q_e + 2,5 * T_a^{entrée} - 18 \end{cases} \quad (3.6)$$

3.3.2.2 Identification des capacités thermiques équivalentes

Une fois les conductances équivalentes connues, nous recherchons par identification les valeurs des capacités thermiques de chaque nœud à l'aide des équations en régime transitoire. Les séquences de mesures exploitées sont celles utilisées lors de l'identification des conductances équivalentes. Le tableau 3.5 donne les résultats obtenus lors de ce calcul.

Nous observons que les capacités des nœuds représentant les composants sont logiquement plus faibles que celles des autres nœuds. Les capacités thermiques de la plaque froide et de l'eau circulant à l'intérieur de celle-ci sont de l'ordre de 8000 J/K et 500 J/K. En considérant les masses et les capacités thermiques de la plaque froide (7 kg, $C_p^{aluminium}=897$ J/kg/K), de l'eau (0,34 kg, $C_p^{eau}=4182$ J/kg/K) et du serveur (3 kg, $C_p^{acier}=465$ J/kg/K), la somme de toutes les capacités thermiques donne une valeur pertinente.

TABLEAU 3.5 – Identification des capacités thermiques pour le modèle d'un serveur et d'une plaque froide

Capacité thermique	$C_{c,1}$	$C_{c,2}$	$C_{a,1}$	$C_{a,2}$	C_{PF}	C_e	Total
Valeurs obtenues (J/K)	14	11	9	11	8181	493	8719

3.3.2.3 Validation sur la séquence d'identification

Les conductances fluides et les capacités thermiques étant déterminées, il est possible de vérifier dans un premier temps si la modélisation est correcte pour la séquence de mesures qui a permis d'identifier ces paramètres. La figure 3.18 présente les résultats obtenus. Les faibles écarts entre les températures mesurées et celles issues du modèle indiquent que le modèle permet une bonne représentation de la réponse thermique de l'ensemble "plaque froide-serveur". Nous notons toutefois sur la figure 3.18.b qu'il existe des écarts d'environ 1,5°C entre les températures $T_{c,2}$ mesurées et calculées pour certains paramètres opératoires. Ceci peut s'expliquer par les propagations d'erreur dans la définition des régressions établies pour le calcul des conductances. Toutefois ces écarts de températures représentent moins de 5% d'erreur relative sur le calcul des températures.

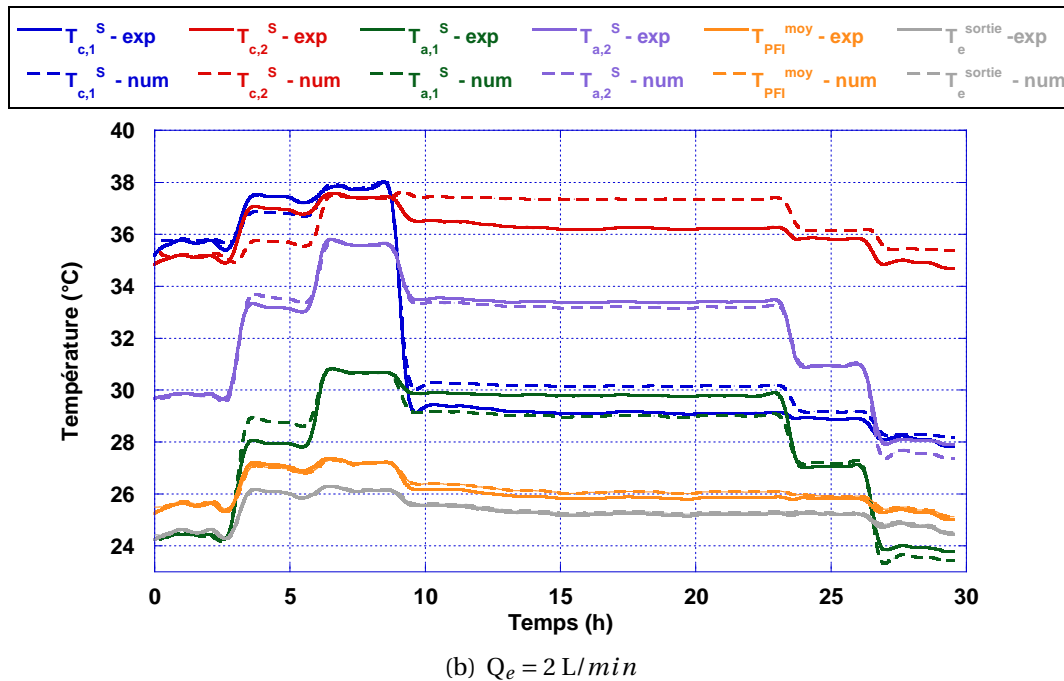
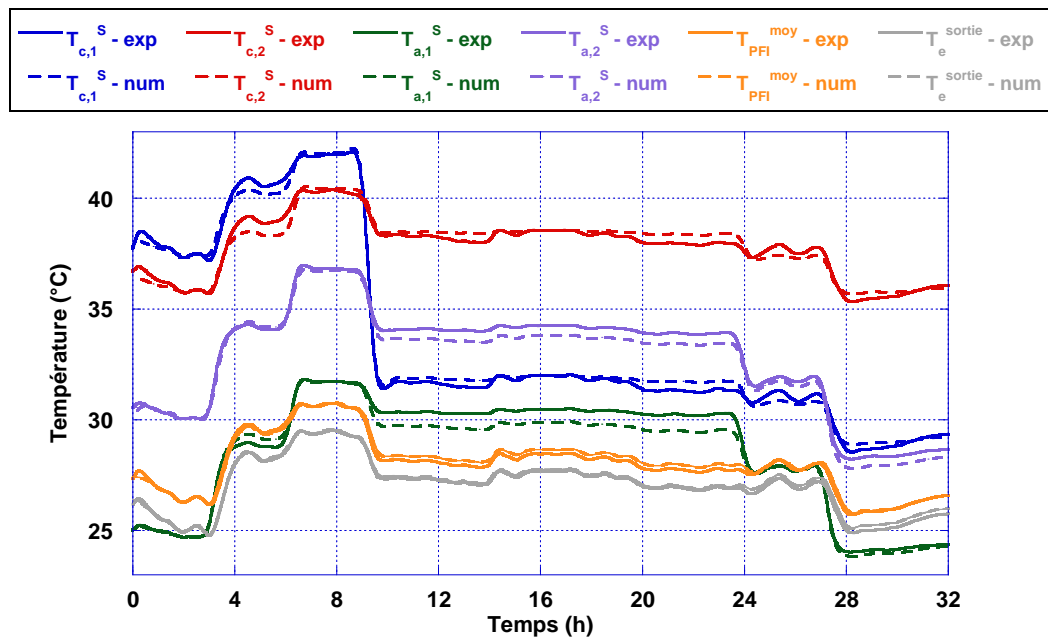


FIGURE 3.18 – Séquences d'identification : validation des températures du système

3.3.3 Comparaisons expériences/simulations

Le modèle numérique est ensuite testé sur une séquence de mesures avec des paramètres opératoires différents de ceux utilisés lors de l'identification des paramètres (Figure 3.19). La température d'air est comprise entre 20 et 27°C, la température d'eau en entrée varie entre 15 et 26°C. Le débit d'eau et la puissance électrique consommée par le serveur est également modifiée à plusieurs reprises.

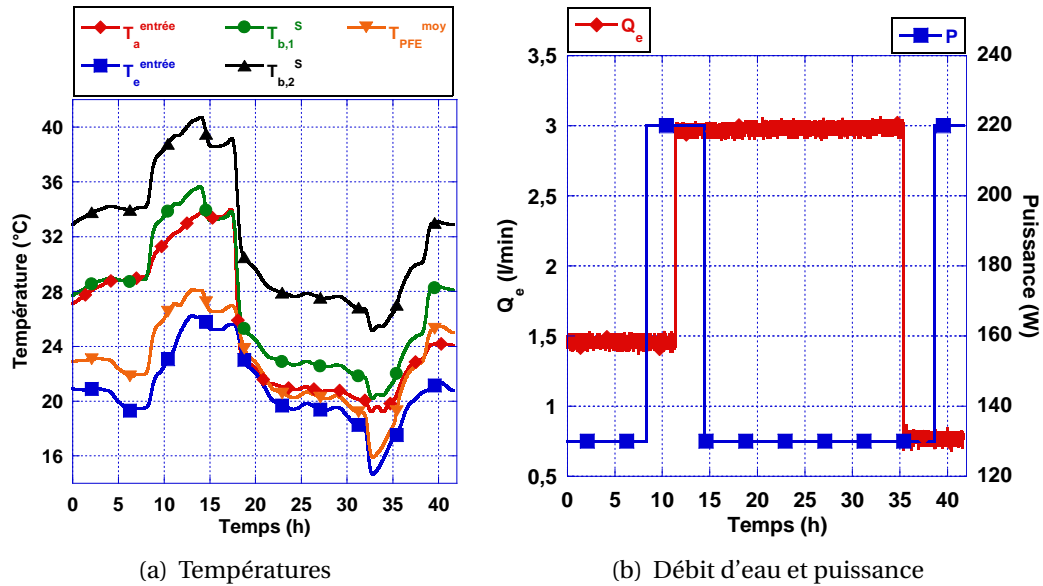


FIGURE 3.19 – Séquences de validation : paramètres opératoires

La figure 3.20 montre la réponse thermique correspondante du serveur et de la plaque froide. Nous observons que l'erreur relative moyenne entre les températures mesurées et calculées est de 9% avec un maximum à 38% pour la température $T_{a,2}$ lorsque la puissance dissipée est minimale, soit 130 W, et avec un débit d'eau de 3 L/min. Les écarts de températures les plus conséquents entre valeurs mesures et calculées se retrouvent donc sur la température d'air au sein et en sortie de serveur. L'instrumentation mise en place pour mesurer les températures d'air dans le serveur et directement en sortie des serveurs est peut-être à remettre en cause. En effet, la proximité des thermocouples (qui ne possèdent pas d'écran radiatif) avec des composants peut introduire un biais au niveau des mesures dans certaines conditions expérimentales. Ceci a donc par la suite une conséquence directe sur les valeurs obtenues numériquement. Nous retrouvons toutefois d'une façon satisfaisante les autres grandeurs de sortie du modèle comme la température d'eau en sortie T_e et la température moyenne de la plaque froide des composants T_{PFI}^{moy} .

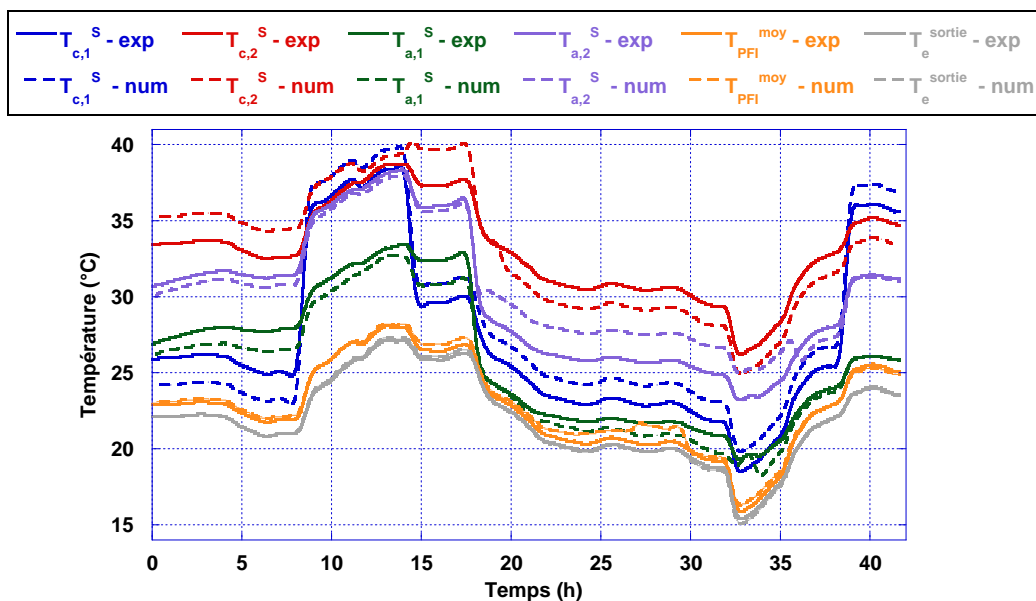


FIGURE 3.20 – Séquence de validation : comparaison des températures

3.3.4 Etude de sensibilité

L'étude de sensibilité des températures du modèle de l'ensemble "plaque froide-serveur" aux variations des paramètres p_i est identique à celle effectuée dans le chapitre 2. La figure 3.21 permet de visualiser l'impact d'une variation de 10% de ces conductances sur chacune des températures du système, avec des valeurs de sensibilités réduites plus importantes à P_{MAX} . Les sensibilités réduites de la température T_e^{moy} ne subissent que de très faibles variations avec des amplitudes de l'ordre 0,2°C.

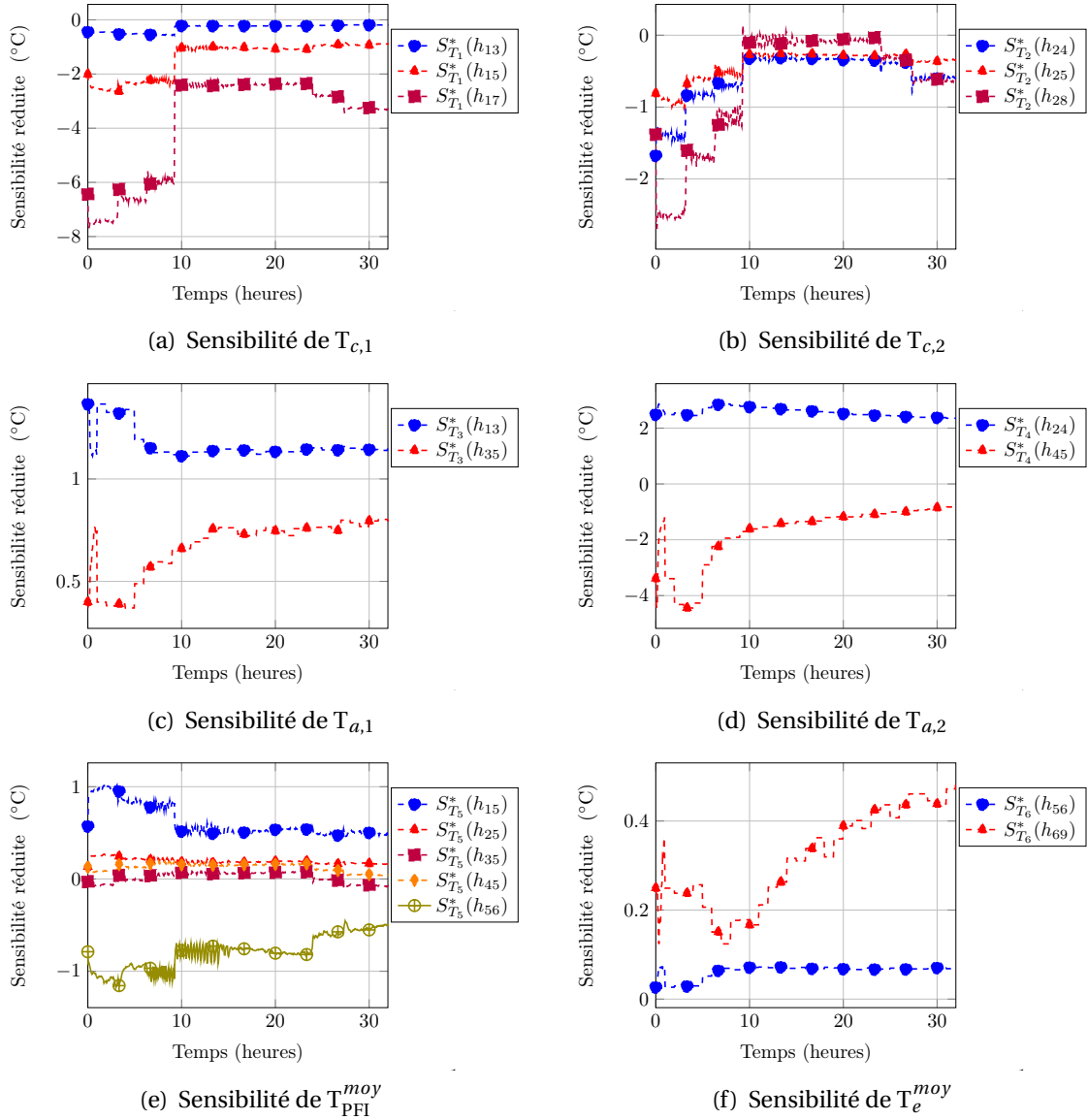


FIGURE 3.21 – Sensibilité des températures du modèle "plaque froide-serveur" aux variations des conductances thermiques

3.4 Conclusion

Ce chapitre avait pour objectif d'étudier un système de refroidissement pour serveur informatique à l'échelle des composants électroniques. Les dimensions des plaques froides sont aussi petites que possible afin de limiter la quantité d'aluminium utilisée et de maximiser les transferts thermiques par conduction directe par le biais de plots métalliques. Les mesures réalisées ont montré l'efficacité de cette approche pour les composants qui dissipent le plus de puissance. Un faible flux d'air a été conservé afin de refroidir les autres composants. Il est important de noter que les plaques testées ont été fabriquées par usinage numérique. Or ce procédé de fabrication peut être remplacé par du moulage, qui représenterait un coût beaucoup moins onéreux que celui utilisé pour la conception des prototypes.

L'étude menée à l'échelle de plusieurs serveurs a permis de mettre en évidence l'intérêt énergétique de cette solution de refroidissement. Par rapport aux résultats obtenus au chapitre 2, le remplacement des ventilateurs centrifuges de la baie par des ventilateurs plus petits a un impact positif direct sur la consommation énergétique totale.

Un modèle numérique par approche nodale a été mis à l'échelle d'un serveur et d'une plaque froide. L'identification des conductances et capacités thermiques équivalentes a été menée à partir de séquences de mesures avec des variations des différents paramètres opératoires. Les valeurs obtenues ont été validées sur une séquence de mesures additionnelle avec des résultats satisfaisants.

Des simulations de panne du système de refroidissement des serveurs et des plaques froides sont présentées dans l'annexe [A.3](#).

Chapitre 4

Perspectives sur le refroidissement liquide

Sommaire

4.1 Immersion dans un bain d'huile	81
4.1.1 Dispositif expérimental	81
4.1.2 Résultats expérimentaux	84
4.2 Immersion dans un fluide à changement de phase	88
4.2.1 Dispositif expérimental	89
4.2.2 Séquences de mesures	91
4.3 Bilan comparatif des différents modes de refroidissement	97
4.3.1 Récapitulatif global	97
4.3.2 Etude technico-économique	98
4.4 Conclusion	100

Ce chapitre a pour but d'apporter des éléments de réponse sur l'utilisation du refroidissement par immersion pour les équipements informatiques des data centers. Nous nous sommes en particulier intéressés aux aspects liés à l'efficacité du refroidissement, à la consommation d'énergie et à la mise en œuvre.

Du fait de l'augmentation de la densité de puissance des équipements informatiques dans les data centers, deux voies de refroidissement font l'objet d'applications industrielles et d'études. La première repose sur des transferts de chaleur par convection naturelle ou forcée sans changement de phase (huile minérale) tandis que la seconde exploite des fluides dont la température de changement d'état se situe aux environs de 50°C afin d'intensifier les mécanismes de transfert (ébullition nucléée).

Le refroidissement par immersion dans un bain d'huile fait l'objet d'une première étude expérimentale. Les tests sont menés sur une installation disponible chez des équipementiers.

La seconde partie de ce chapitre décrit le prototype mis en œuvre et les tests réalisés pour étudier une solution de refroidissement dans le cas d'un changement d'état du fluide. Les résultats expérimentaux permettent de quantifier la consommation énergétique des systèmes de refroidissement et de vérifier si les transferts de chaleur sont suffisants pour refroidir efficacement les composants électroniques. Une étude finale comparative entre les différents modes de refroidissement étudiés durant la thèse et une étude technico-économique viennent clôturer ce chapitre.

4.1 Immersion dans un bain d'huile

Depuis plusieurs années, des transformateurs électriques sont immergés dans de l'huile pour assurer leur bon refroidissement [106]. Dans le chapitre 1, nous avons vu que le refroidissement par immersion dans des liquides diélectriques tel que l'huile minérale peut être appliqué aux composants électroniques [68, 69]. Dans le cadre de la thèse, il est intéressant de voir si les coefficients d'échanges thermiques sont suffisants pour refroidir efficacement des serveurs informatiques prévus initialement pour être refroidis par un flux d'air important.

Pour ces études, un dispositif de la société Green Revolution Cooling (GRC) est utilisé. Les équipements informatiques sont immergés dans de l'huile minérale diélectrique PIONIER 2076 P, dont les principales propriétés physiques sont données en annexe A.6.

4.1.1 Dispositif expérimental

4.1.1.1 Descriptif du banc d'essai

Le dispositif expérimental comprend une cuve non isolée de longueur 1,9 m et de 0,6 m de large pour une hauteur de 1 m. Elle contient environ 800 litres d'huile minérale dans laquelle les équipements informatiques sont plongés (cf. figure 4.1). Un couvercle non hermétique permet de recouvrir la cuve.

Le renouvellement de l'huile à l'intérieur de la cuve est assuré par des orifices d'injection et d'aspiration de chaque côté du bac. Un filtre est installé sur le circuit de recirculation pour filtrer les impuretés présentes dans la cuve. A ce circuit est associé un échangeur huile/air afin de maintenir la température de l'huile. L'ensemble est régulé automatiquement par le biais de différents capteurs de températures. La température de consigne pour l'huile en sortie de la cuve peut être imposée. Le réglage est effectué par un ajustement du débit d'huile et de la vitesse du ventilateur de l'aérotherme. La valeur du débit d'huile dans le circuit n'est pas accessible via la console du système, et il n'a pas été possible d'installer un débitmètre.

Sept serveurs informatiques IBM HS21 et leurs alimentations ont été immergés dans l'huile. L'orientation des serveurs et des alimentations est due aux dimensions du châssis dans lequel ils sont placés. Les ventilateurs centrifuges des serveurs et les ventilateurs axiaux des alimentations ont été retirés. Il a également été nécessaire de déporter les disques durs des serveurs à l'extérieur de la cuve car ils ne sont pas étanches.

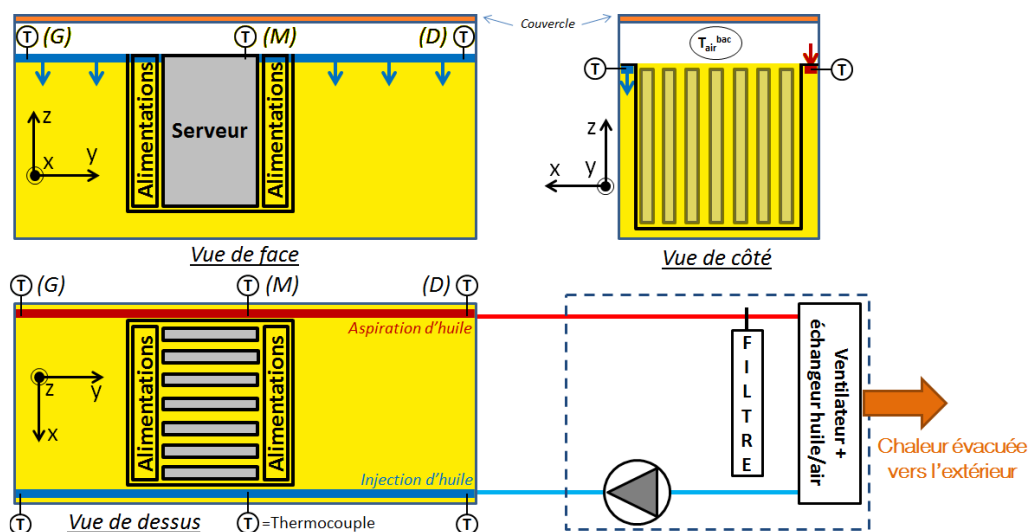


FIGURE 4.1 – Banc d'essai du refroidissement par immersion (huile minérale)

4.1.1.2 Instrumentation

Les mesures de températures sont effectuées avec des thermocouples de type K avec des fils de diamètre 0,1 mm. La période d'acquisition des températures est de 10 secondes.

Au total, trois serveurs ont été instrumentés avec des thermocouples placés (fixation mécanique) entre la surface des principaux composants et leur dissipateur (cf. figure 4.2). D'autre part, des thermocouples mesurent la température de l'huile près des serveurs. Dans cette étude, nous faisons l'hypothèse que les températures des composants de chaque serveur ont un comportement identique car la puissance dissipée est la même. La duplication de l'instrumentation sur plusieurs serveurs permet aussi d'avoir une certaine redondance au niveau des capteurs de températures.

Des thermocouples ont été installés à différents endroits afin de mesurer les températures de l'huile en entrée et en sortie de la cuve. Ils ont été placés sur la droite (D), au milieu (M) et à sur la gauche (G) de la cuve (cf. figure 4.1).

Un suivi de la température d'air au-dessus de la surface libre de l'huile (T_{air}^{bac}) et de l'air ambiant est également réalisé.

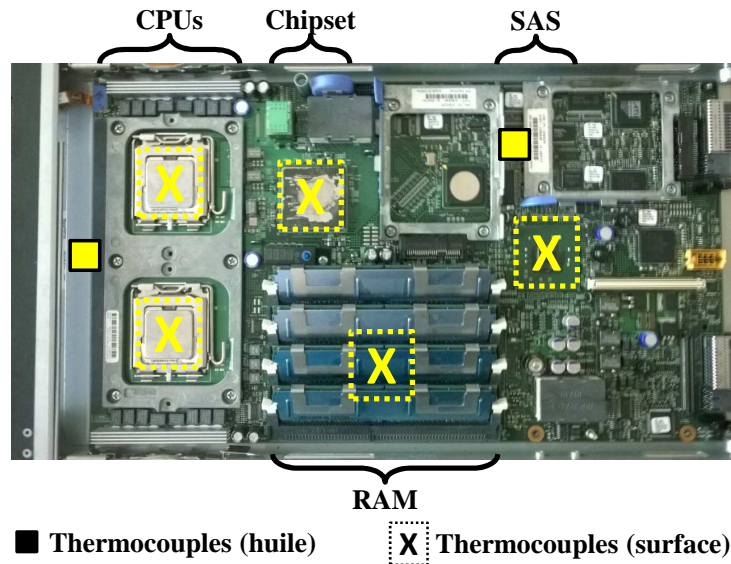


FIGURE 4.2 – Instrumentation des serveurs immergés dans l'huile minérale

La puissance consommée par les serveurs et leurs alimentations est mesurée. Des mesures de puissances électriques permettent de suivre l'évolution de la consommation de l'ensemble pompe et aérotherme qui est la seule source de consommation énergétique du système de refroidissement. Toutefois, il n'est pas possible de différencier la puissance consommée par chacun des deux organes.

4.1.1.3 Valeurs des coefficients d'échanges convectifs

L'injection de l'huile est assurée par 60 buses réparties tout le long de la cuve. Comme la vitesse de l'huile à l'intérieur de la cuve est a priori très faible du fait de cette répartition, les transferts thermiques par convection naturelle sont vraisemblablement dominants avec des coefficients d'échanges que nous pouvons estimer.

En effet, les échanges par convection naturelle sont régis par le nombre de Rayleigh [55] :

$$Ra = \frac{g\alpha\Delta TL^3}{\nu\kappa} \quad (4.1)$$

où α , κ et ν sont respectivement le coefficient thermique d'expansion isobare, la viscosité cinématique et la diffusivité thermique du fluide, ΔT la différence de température à travers la couche de fluide d'épaisseur L et g l'accélération de la pesanteur. Dans notre étude, les valeurs du nombre de Rayleigh pour l'huile sont de l'ordre de 10^7 et 10^8 .

Il existe une relation entre le coefficient d'échange thermique h et le nombre de Nusselt, nombre adimensionnel qui représente le rapport des transferts thermiques convectifs et des transferts thermiques conductifs. Il existe plusieurs corrélations pour exprimer le nombre de Nusselt Nu en fonction du type d'échanges thermiques et de la géométrie du problème. Dans notre étude, nous nous intéressons aux coefficients d'échanges en convection naturelle au niveau des composants électroniques. L'expression de ces coefficients est donnée par la relation [55] :

$$h = \frac{\lambda Nu}{L} = \frac{\lambda}{L} C Ra^m \quad (4.2)$$

avec m et C dépendant du régime d'écoulement et de la géométrie de la surface. Dans notre cas, $m = \frac{1}{4}$ et $C = 0,59$.

En se basant sur une géométrie de type plaque verticale et en prenant les propriétés thermo-physiques de l'huile minérale utilisée, nous pouvons donc estimer la valeur du coefficient d'échange en fonction de la différence de température entre la surface d'un composant et la température de l'huile proche, pour différentes valeurs de L . La figure 4.3 donne les résultats obtenus et sont comparés à ceux calculés en prenant l'air comme fluide caloporteur. Les valeurs des coefficients convectifs sont en moyenne 15 fois plus grandes dans le cas de l'huile.

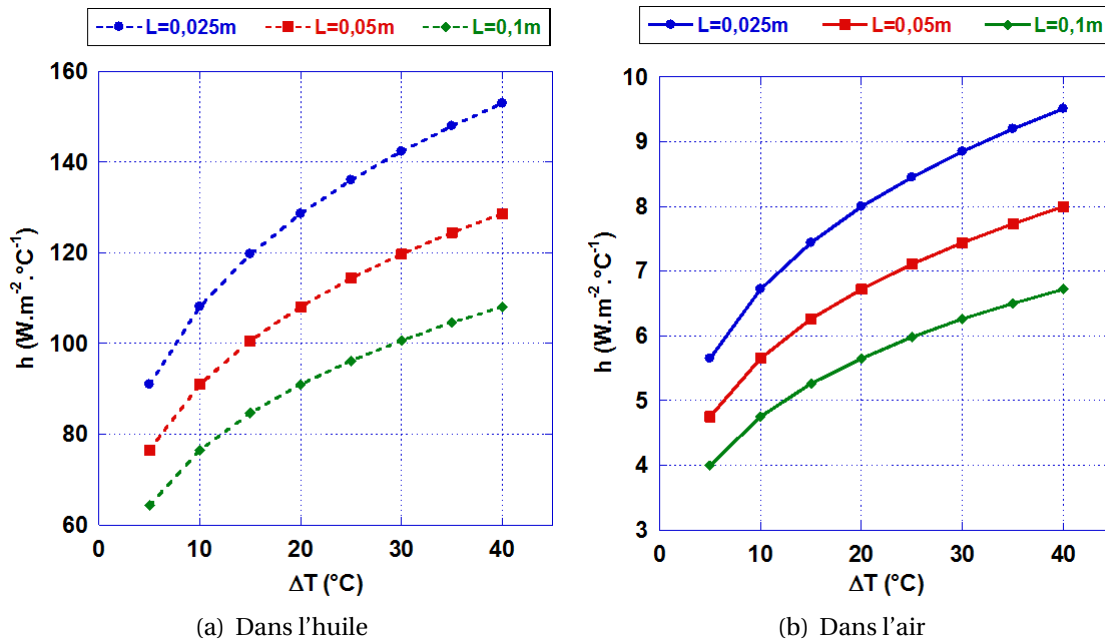


FIGURE 4.3 – Estimations des coefficients d'échanges convectifs pour différents fluides

Des tests préliminaires ont montré une élévation importante de la température de surface des principaux composants lorsque ceux-ci sont utilisés sans leurs dissipateurs (l'arrêt des serveurs intervient au bout d'une dizaine de secondes après leur démarrage). Du fait des faibles surfaces des composants (entre 180 et 1600 mm^2), il est nécessaire de laisser les dissipateurs sur les composants afin d'augmenter la surface d'échange. Les valeurs estimées de h dans l'huile permettent de vérifier ce point, notamment pour les CPU qui peuvent dissiper jusqu'à 80 W.

4.1.2 Résultats expérimentaux

Les paramètres opératoires qui ont pu être modifiés au cours des tests sont la puissance consommée par les serveurs et leurs alimentations (P_{MIN} et P_{MAX}), ainsi que la température de consigne du système de refroidissement. Deux valeurs de consigne pour la température de l'huile en sortie ont été testées, 40°C et 30°C, afin de déterminer l'impact de ce paramètre sur la consommation énergétique du système de refroidissement ainsi que sur les températures des composants. Les tests ont été réalisés par période de 24h en ne faisant varier qu'un seul des paramètres à chaque fois.

4.1.2.1 Relevés de températures

L'hypothèse préalablement faite sur la similitude des profils de températures entre les différents serveurs a bien été vérifiée. L'écart-type entre les différentes mesures pour chaque composant varie de 0,1 à 1,7°C, avec une moyenne de 0,8°C pour l'ensemble des composants. La reproductibilité des mesures étant assurée, les températures présentées pour chaque composant seront donc des moyennes effectuées à partir des relevés des trois serveurs.

Essai à 40°C

Les paramètres opératoires des essais avec une température de consigne d'huile de 40°C en sortie sont présentés sur la figure 4.4. Nous constatons que les températures d'huile sont plus élevées vers le milieu (M) et la gauche (G) du bac, ce qui coïncide avec la position des serveurs dans le bac.

Durant les premières 24 heures, les serveurs sont à la puissance P_{MIN} puis à P_{MAX} durant les dernières 24 heures. Une légère baisse de la puissance apparaît durant les dernières heures du fait de l'arrêt de l'un des serveurs.

Les vitesses de fonctionnement de la pompe et du ventilateur de l'échangeur huile/air externe sont également indiquées (exprimées en pourcentage) et varient avec la puissance consommée par les équipements.

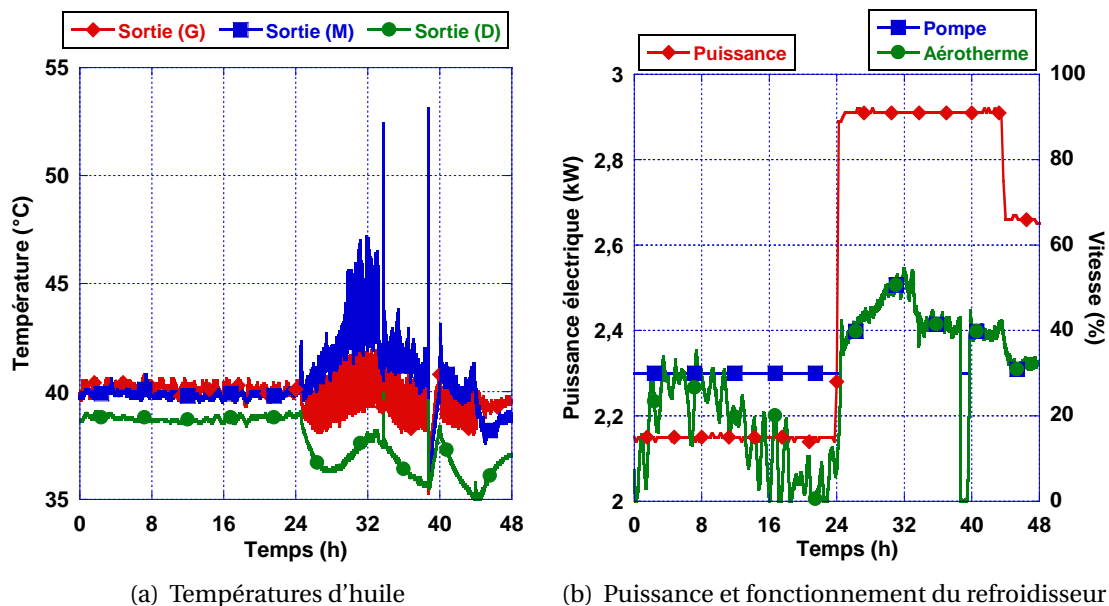


FIGURE 4.4 – Immersion dans l'huile : paramètres opératoires à 40°C

Les relevés de la figure 4.5 montrent l'évolution des températures moyennes des composants des serveurs au cours du temps pour une consigne de 40°C. A charge minimale, les températures des composants mesurées par les thermocouples sont constantes et très proches autour de 55°C pour tous les composants sauf la RAM qui atteint une température d'environ 73°C. La température de l'huile près des composants est de l'ordre de 42°C.

Lorsque les serveurs sont mis à puissance maximale (P_{MAX}), nous observons une hausse importante de la température des différents composants (environ 18°C), notamment pour les processeurs qui dissipent le plus de puissance. Les autres composants ont une élévation de température plus faible. La température d'huile près des composants augmente quant à elle d'environ de 2,5°C.

Au cours de cette deuxième phase nous observons une baisse de température qui intervient vers $t=38h$, qui est due à l'arrêt d'un des serveurs. En effet, la température de surface des CPU étant supérieure de près de 7°C à la valeur limite recommandée, l'un des serveurs s'est mis en sécurité et s'est éteint automatiquement. Cela a pour conséquence de réduire la puissance dissipée à l'intérieur du bac, d'où une baisse globale des températures.

Les températures d'huile en entrée de la cuve sont quasi constantes à P_{MIN} et varient de quelques degrés à P_{MAX} . La température de l'air au-dessus de l'huile est également indiquée, dont les valeurs sont sensibles aux variations des températures de l'air ambiant et de l'huile dans la cuve.

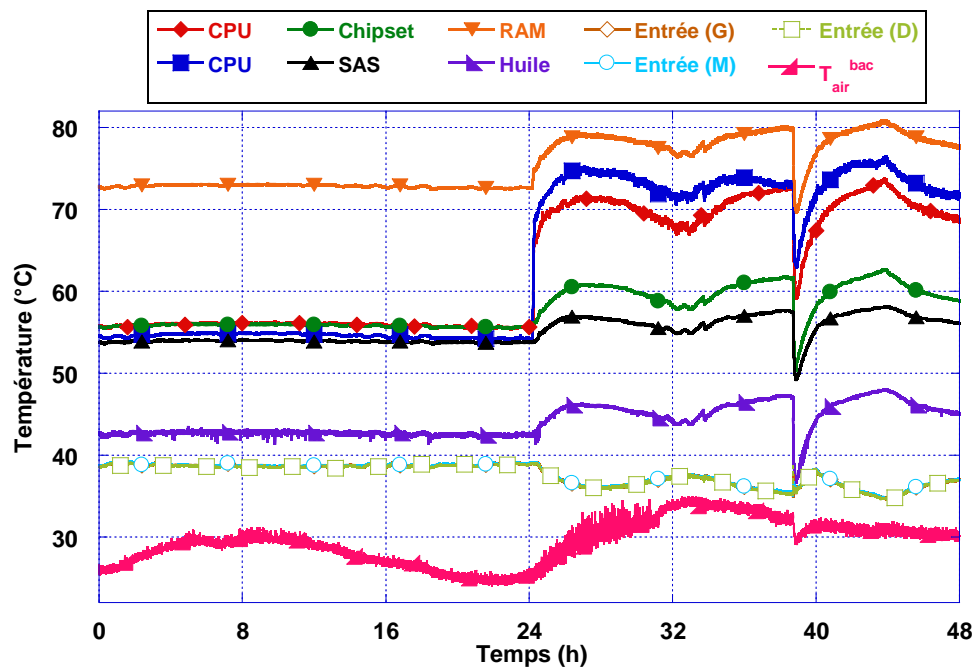


FIGURE 4.5 – Profils de températures des serveurs (huile, 40°C)

Essai à 30°C

Les paramètres opératoires des essais avec une température de consigne d'huile en sortie de 30°C sont présentés sur la figure 4.6. Par rapport au cas précédent, la température d'huile mesurée en sortie vers le milieu de la cuve est plus élevée que les deux autres mesures de températures.

Durant les premières 24 heures, les serveurs sont à la puissance P_{MIN} puis à P_{MAX} durant les dernières 24 heures.

Les vitesses de fonctionnement de la pompe et du ventilateur de l'échangeur huile/air externe sont reportées et montrent une hausse importante de ces valeurs lors du passage à

P_{MAX} afin de maintenir la température de consigne de 30°C. De plus, comparé au cas précédent, les vitesses de la pompe et du ventilateur externe sont plus importantes avec des valeurs identiques et comprises entre 2,2 et 5. Nous avons donc une augmentation non négligeable de la vitesse de ces deux organes, qui va induire une augmentation de la consommation énergétique du système de refroidissement.

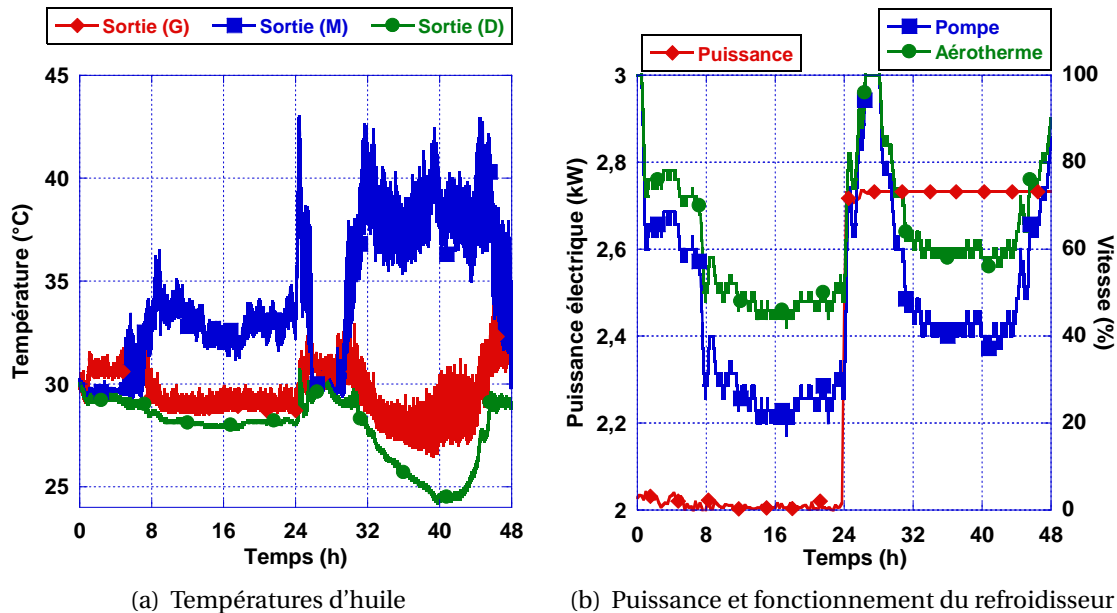


FIGURE 4.6 – Immersion dans l'huile : paramètres opératoires à 30°C

La figure 4.7 présente les températures des composants et de l'huile près des serveurs. Par rapport au cas précédent, nous observons une baisse des températures pour chaque composant de 9°C environ quel que soit le niveau de puissance, et la température d'huile a quant à elle baissé de 10°C en moyenne. Durant les essais, aucun arrêt des serveurs n'est survenu. Les composants sont largement en-dessous de leur température limite respective. En effet, à P_{MIN} , la température de la RAM est en moyenne de 65°C tandis que celles des autres composants varient autour de 48°C. A P_{MAX} , les températures augmentent de quelques degrés avec toujours une hausse plus importante pour les CPU. Malgré cette augmentation de la température des CPU à P_{MAX} , la température de surface de ces composants est en dessous de la valeur limite recommandée.

Les trois températures d'entrée d'huile ont un comportement régulier avec des valeurs proches quelle que soit la localisation des capteurs de températures. En moyenne, elles sont de 28,1°C à P_{MIN} et de 25,5°C à P_{MAX} .

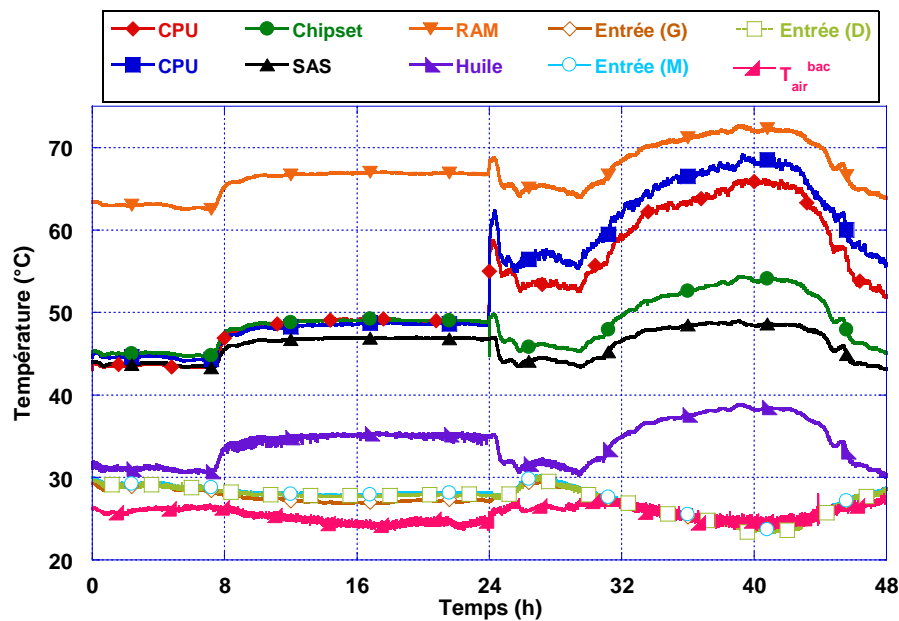


FIGURE 4.7 – Profils de températures des serveurs (huile, 30°C)

4.1.2.2 Bilan énergétique

Dans le tableau 4.1 sont reportées les valeurs des puissances électriques consommées par les équipements immergés et par le système de refroidissement. Les valeurs de l'indicateur d'efficacité énergétique partiel (pPUE, ratio de la puissance totale sur la puissance consommée par les équipements informatique) sont également calculées pour chaque cas. Nous constatons que dans le cas à 30°C, l'augmentation de la consommation du système de refroidissement induit une hausse du pPUE de 0,2 par rapport au cas à 40°C. De plus, la puissance dissipée dans la cuve est faible par rapport au dimensionnement de l'installation (20% de la charge maximale théorique). Les valeurs de pPUE sont donc susceptibles d'être améliorées dans le cas d'une charge thermique plus importante.

TABLEAU 4.1 – Efficacité énergétique du refroidissement par immersion dans de l'huile

T° consigne		30°C		40°C	
Puissance		P _{MIN}	P _{MAX}	P _{MIN}	P _{MAX}
Puissance des équipements (W)		2012	2731	2150	2910
Puissance refroidissement (W)	min	329	547	100	90
	max	1936	1949	220	750
	moy	612	885	150	310
pPUE	min	1,2		1,03	1,04
	max	1,9	1,7	1,1	1,3
	moy	1,3		1,1	

Les résultats en termes d'efficacité énergétique présentés ci-dessus sont à comparer à des tests complémentaires menés dans un data center d'Orange avec un plus grand nombre

d'équipements informatiques (pouvant atteindre une puissance consommée de 7 kW). Cela permet donc d'estimer l'efficacité énergétique de la solution de refroidissement avec une puissance dissipée plus importante que dans notre étude. Le bilan a montré que le pPUE moyen est de 1,08. Les résultats avec une plus grande charge thermique à évacuer sont donc satisfaisants.

L'intérêt de cette solution réside également dans le fait que tous les ventilateurs des serveurs sont retirés. Des économies énergétiques sont alors possibles mais qui n'apparaissent pas dans le calcul du pPUE du fait de sa définition qui englobe la consommation des ventilateurs dans celle des équipements informatiques. En se basant sur un datacenter contenant 100 baies équipées des serveurs utilisés durant l'étude (soit un total de 800 ventilateurs centrifuges), nous arrivons à une économie d'environ 1,23 GW.h par an.

En conclusion, nous avons étudié une solution de refroidissement par immersion dans de l'huile minérale. Elle permet de refroidir des équipements informatiques avec une consommation énergétique faible pour le système de refroidissement, qui comprend une pompe et un échangeur huile/air externe pour le rejet des calories. Toutefois, l'efficacité du refroidissement des processeurs dans notre étude n'est pas assurée lorsque la température d'huile est élevée. L'utilisation de dissipateurs dédiés au refroidissement par immersion dans des liquides visqueux est à étudier.

4.2 Immersion dans un fluide à changement de phase

Du fait de l'augmentation de la densité de puissance installée dans les data centers [1], il est intéressant de se tourner vers des solutions de refroidissement avec des liquides dont la température de vaporisation se situe dans la gamme des températures limites des composants, ce qui permet potentiellement d'avoir des coefficients d'échanges thermiques très importants [58]. Dans le cas de l'ébullition libre, Nukiyama [107] a mis en évidence une relation entre la densité de flux de la source chaude et la différence de température entre la paroi de cette source et le fluide en contact ($\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat}$). Nous constatons sur la figure 4.8 que les transferts thermiques par convection naturelle sont suivis par plusieurs régimes d'ébullition.

Dans le cadre du refroidissement des composants électroniques, ce sont les fluorocarbures (FC) qui sont principalement employés du fait de leurs propriétés diélectriques. Le régime d'ébullition nucléée dans le cadre du refroidissement de puces électroniques a été étudié par El-Genk [108].

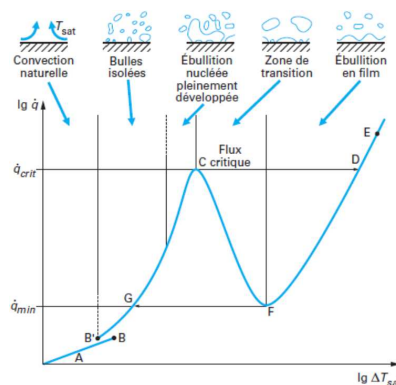


FIGURE 4.8 – Courbe d'ébullition libre et des différents régimes observés en fonction de la surchauffe de la paroi et du flux [109]

L'objectif de cette étude est de mettre en place un banc d'essais expérimental afin de refroidir plusieurs serveurs immergés dans un fluide diélectrique à changement de phase et de visualiser le comportement thermique et énergétique de l'installation. Un premier paragraphe présente le dispositif expérimental mis en place ainsi que l'instrumentation, puis les résultats expérimentaux sont analysés et discutés.

4.2.1 Dispositif expérimental

Dans cette étude, le liquide de refroidissement utilisé est le Novec 649 fabriqué par la société 3M. Ce fluide dont les propriétés sont données en annexe A.6 possède une température d'ébullition de 49°C à pression atmosphérique normale, qui convient aux températures limites des composants de nos serveurs. Ce produit ayant une très faible chaleur latente de vaporisation (88 kJ/kg, presque 30 fois inférieure à celle de l'eau) et une faible tension de surface, il est nécessaire d'avoir un contenant étanche. Par ailleurs, la compatibilité chimique avec les différents matériaux est également à prendre en compte lors de la conception du contenant (plastiques, colle, joints, etc...).

4.2.1.1 Descriptif du banc d'essai

Sept serveurs IBM HS21 sont placés dans un contenant en inox fabriqué sur-mesure, avec leurs alimentations respectives (cf. figure 4.9). L'orientation des serveurs est imposée par leur conception (connectiques et raccordements électriques au fond du contenant). Une surface transparente en plexiglas sur l'un des côtés permet de visualiser l'un des serveurs immergés, afin de se rendre compte du comportement du fluide et de la localisation des zones d'ébullition. Les dimensions du contenant sont de 100 cm en hauteur, 43,5 cm en largeur et 42,5 cm en profondeur. Le volume total de fluide dans le contenant est de l'ordre de 70 litres. Des orifices sont présents sur les faces latérales (en hauteur au niveau du condenseur) pour le passage des câbles d'alimentation et des thermocouples. L'étanchéité est assurée par un joint silicone. La partie supérieure du contenant est un couvercle sous lequel est fixé un serpentin en cuivre qui joue le rôle de condenseur et dans lequel circule de l'eau. Il est relié à un circuit hydraulique composé d'une pompe GRUNDFOS UPS 25-50 180 et d'un échangeur eau/air externe. Les parois du contenant sont calorifugées afin de limiter les pertes à travers celles-ci et de récupérer le maximum de la puissance thermique via le condenseur.

4.2.1.2 Instrumentation

Toutes les mesures sont relevées avec une période de 5 secondes. Au niveau de l'instrumentation du contenant, des thermocouples chemisés de type K et de diamètre 3 mm sont placés dans les conduites d'eau en entrée et en sortie du condenseur. Le débit d'eau à l'intérieur du circuit est donné par un débitmètre magnéto-inductif IFM ELECTRONIC SM8050. Il est donc possible de déterminer la puissance thermique cédée au condenseur.

Un capteur OMEGA PXM219 permet de suivre l'évolution de la pression relative à l'intérieur du contenant. En effet, avec l'augmentation de la température du fluide en phase liquide (avec un coefficient d'expansion environ 5 fois supérieur à celui de l'eau à 40°C) et l'apparition de la phase vapeur, la pression va augmenter à l'intérieur du contenant. Il est donc intéressant de suivre l'évolution de la pression interne en fonction de la puissance dissipée par les serveurs afin de déterminer la nécessité de système de régulation de pression (soufflet, vase d'expansion, etc...).

La température du fluide en phase liquide est mesurée à l'aide de six thermocouples de type K qui sont répartis à différents endroits et à différents hauteurs (notées H, M et B) afin de voir s'il existe un gradient de températures (voir figure 4.9). Quatre thermocouples, notés

de A1 à B2, sont également placés dans la phase vapeur du fluide, entre le condenseur et la surface du liquide. Un thermocouple permet de suivre les variations de la température en surface du condenseur.

Quelques thermocouples fins (fils de diamètre 0,1 mm) de type K sont placés de part et d'autre des parois du calorifuge afin d'estimer les pertes thermiques à travers l'isolant. Le flux de chaleur à travers la surface vitrée est également estimé grâce à deux thermocouples placés de part et d'autre de la paroi en plexiglass.

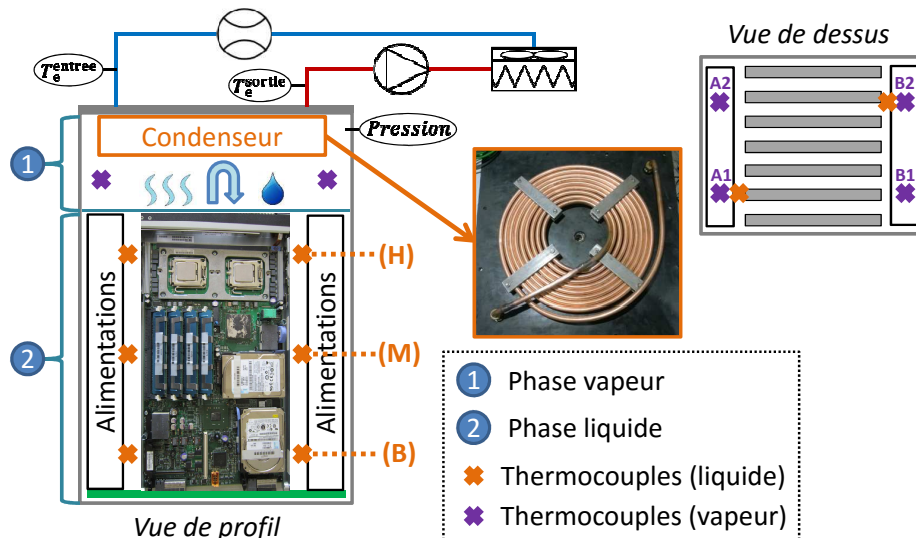


FIGURE 4.9 – Schéma du dispositif expérimental

A l'échelle des serveurs, l'instrumentation est similaire à celle effectuée dans les précédents essais. Des thermocouples fins de type K sont placés en surface des composants pour vérifier si les températures sont inférieures aux températures maximales recommandées (cf. figure 4.10). Les dissipateurs des principaux composants ont été retirés, les transferts de chaleur par ébullition se font directement entre la surface des composants et le liquide. Des thermocouples permettent également de mesurer la température du liquide près des processeurs.

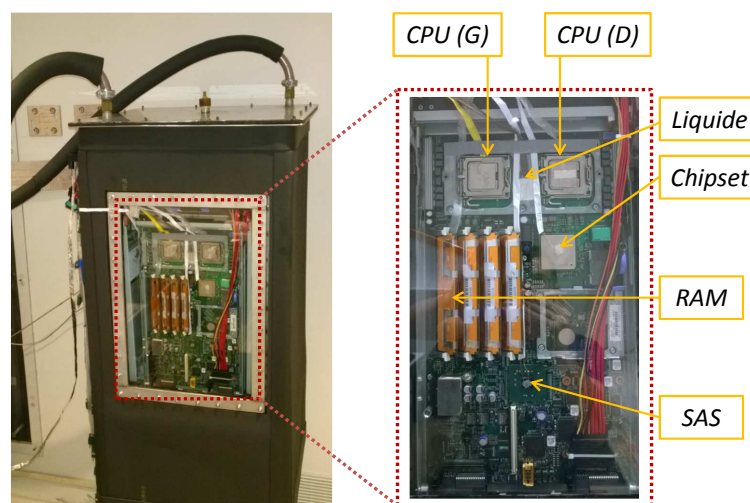


FIGURE 4.10 – Photographies de l'installation du refroidissement diphasique et instrumentation des serveurs

Des mesures de puissances électriques finalisent l'instrumentation afin de déterminer la puissance consommée par les serveurs, les alimentations, la pompe et l'aérotherme.

4.2.2 Séquences de mesures

Différents essais ont été menés avec des tests sur un serveur dans un premier temps, et sept serveurs opérationnels dans un second temps. Nous présentons dans les paragraphes suivants les relevés de mesures de températures et de pression obtenus, ainsi que les bilans des puissances thermiques et électriques mises en jeu lors des différents essais.

4.2.2.1 Essais avec un serveur

Les résultats décrits ci-dessous sont obtenus dans le cadre d'un essai à charge minimale (P_{MIN}) du refroidissement d'un serveur et des alimentations présentes dans le contenant. La figure 4.11 montre les variations des paramètres opératoires durant les essais avec un seul serveur en fonctionnement.

La hausse de puissance au début des essais correspond au démarrage du serveur. Il est important de noter que les alimentations consomment une certaine quantité d'énergie même lorsqu'aucun serveur ne fonctionne.

Le débit d'eau à travers le condenseur est constant durant les essais avec une valeur de 6,3 L/min. La température de la boucle d'eau augmente au cours du temps car la température de consigne de l'aérotherme est fixée à 30°C. Nous constatons que l'écart des températures d'eau en sortie en entrée de condenseur est très faible à la fin des essais, de l'ordre de 1°C.

Les températures de l'air ambiant et de l'air extérieur sont également reportées. La température ambiante augmente à cause d'équipements présents dans la salle où se trouve le contenant.

La figure 4.12 permet d'observer la brusque montée des températures des principaux composants lors du démarrage du serveur. Au bout d'une minute, les températures de surface passent d'environ 20°C à des valeurs comprises entre 37 et 43°C. Un régime quasi-stationnaire est atteint après 4 heures de fonctionnement, durant lequel chaque composant tend vers une température de surface différente. L'apparition de bulles est notable au niveau des composants les plus dissipatifs comme le montre l'annexe A.7.

Dans un premier temps, nous pouvons différencier les températures des deux processeurs (qui sont des composants identiques avec une même implantation). En effet, le processeur de droite (CPU (D)) atteint une température de 54,4°C tandis que celui de gauche (CPU (G)) a une température de surface plus faible, égale à 52,5°C. Cet écart de température s'explique par le fait que la fixation des thermocouples sur les processeurs est différente : le thermocouple de droite est fixé à l'aide d'un adhésif aluminium tandis que le second est fixé à l'aide d'une colle. Le collage ne couvre pas la même surface du composant d'où une surface d'échange qui diffère et donc une température de surface plus élevée dans un cas que dans l'autre.

Pour les autres composants, le chipset a une température en régime stationnaire de 54,4°C, le SAS de 57,8°C et la RAM de 63,0°C. Là encore, les différences de températures entre les composants s'expliquent par les dimensions des surfaces des composants en échange avec le liquide. De plus, la rugosité des surfaces peut différer entre chaque composant et peut favoriser ou non l'ébullition.

La figure 4.13 montre l'évolution au cours du temps des températures du fluide en phase liquide et en phase vapeur. Nous pouvons constater dans un premier temps que la montée en température des deux phases diffère quelque peu lors du régime transitoire. En effet, les températures du liquide sont plus élevées que celles de la phase vapeur de plusieurs degrés. Après quelques heures, les températures mesurées dans la phase vapeur augmentent rapidement pour venir approcher les températures de la phase liquide. En régime stationnaire,

les valeurs des températures des deux phases sont très proches (aux alentours de 50°C).

Le tracé de l'évolution de la pression relative montre augmentation durant les premières heures avec des valeurs autour de 8,4 millibars suivie d'une montée après 3 heures de fonctionnement des équipements. La pression relative augmente jusqu'à atteindre la valeur maximale de 84 millibars, puis perd la moitié de sa valeur en quelques minutes. Il est important de noter que la montée en pression est aussi la conséquence de l'élévation de plusieurs centimètres du niveau de la phase liquide. Cette chute de pression est la preuve de la présence de fuites au niveau de la phase vapeur du fluide. Visuellement, les fuites sont identifiables par la condensation hors du contenant du fluide par quelques passages de câbles et également à l'intérieur de certains câbles électriques par capillarité.

Une seconde hypothèse serait que le condenseur ne permet pas de maintenir le système dans une plage de températures, d'où des problèmes pour condenser le fluide. Cela impliquerait une augmentation de la pression dans le contenant et donc l'apparition de fuites.

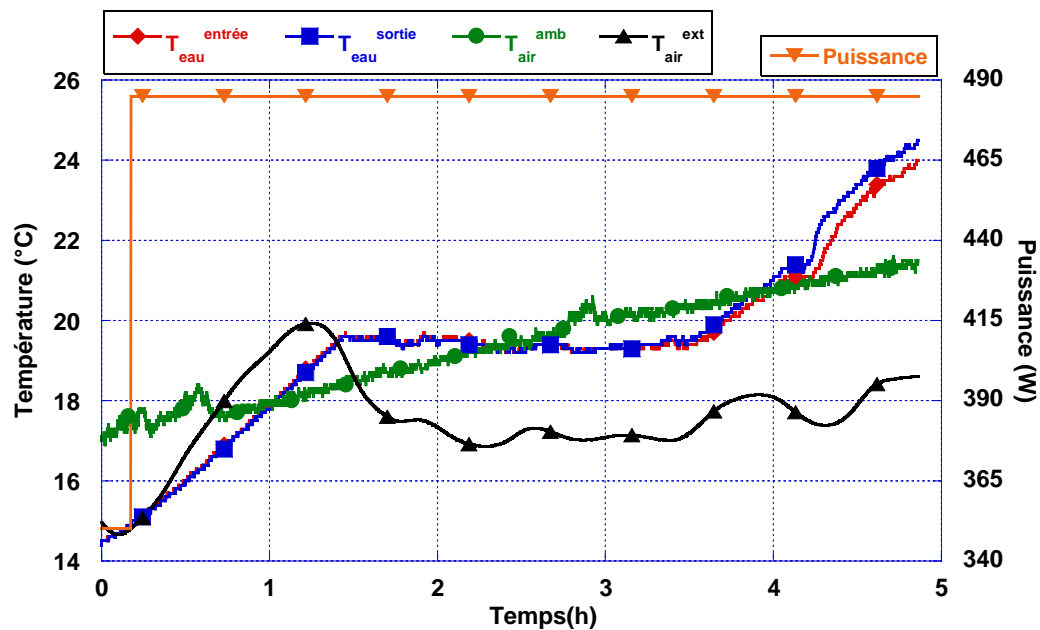


FIGURE 4.11 – Refroidissement diphasique : paramètres opératoires pour un serveur

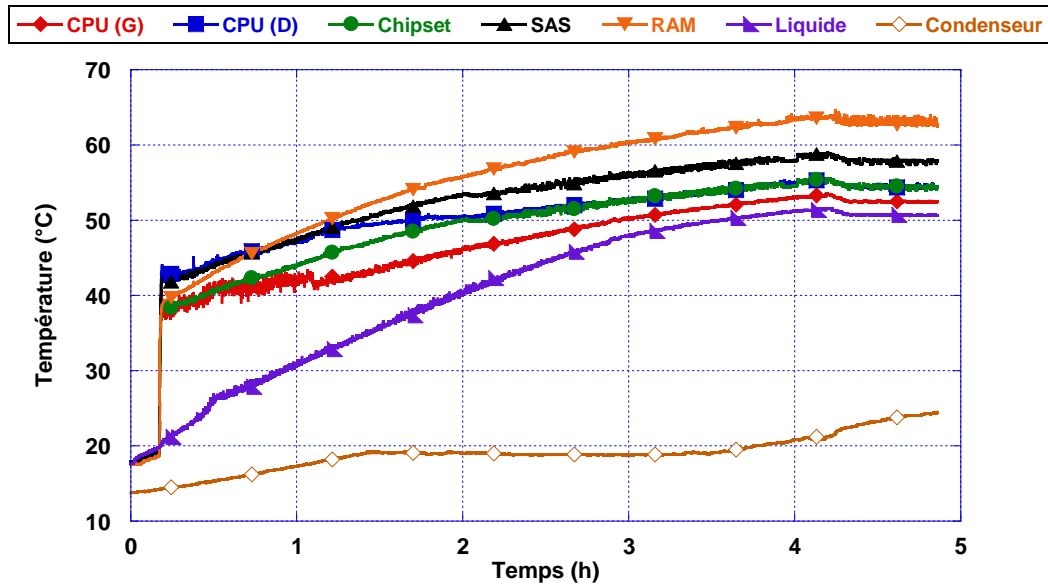


FIGURE 4.12 – Evolution des températures d'un serveur et du condenseur en fonction du temps

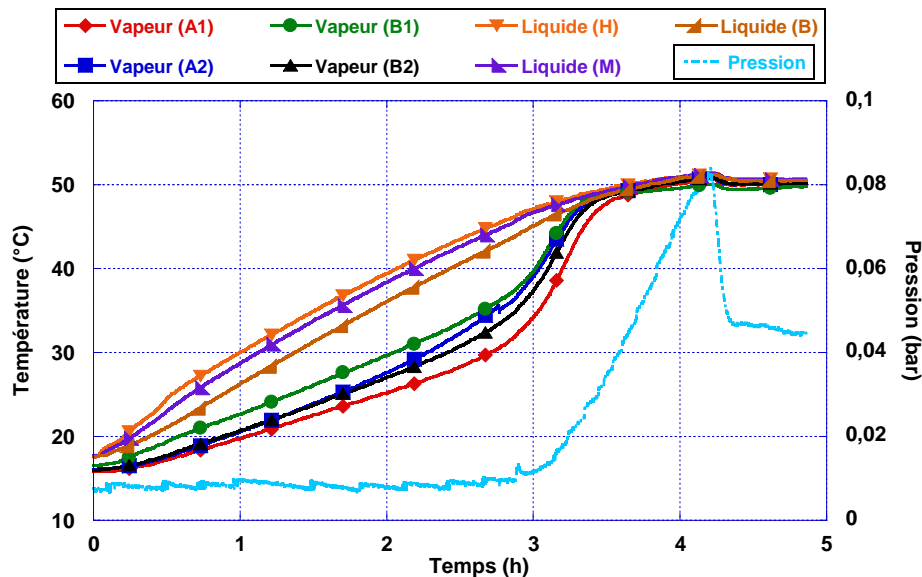


FIGURE 4.13 – Evolution des températures des phases vapeur/liquide et de la pression relative au cours du temps

A partir des mesures de températures de surface des parois du bac, il a été possible d'estimer les pertes thermiques à travers la surface vitrée et les faces isolées du bac (cf. figure 4.14). La plaque transparente en plexiglas ($\lambda_{vitre}=0,19$ W/K/m) a une surface de $0,13$ m² et une épaisseur de 8 mm tandis que les parois calorifugées ($\lambda_{isolant}=0,033$ W/K/m) ont une surface totale de $1,6$ m² et une épaisseur de 20 mm.

En régime stationnaire, les pertes thermiques à travers le plexiglass sont estimées à 21 W tandis que celles à travers l'isolant sont de l'ordre de 50 W.

La puissance thermique cédée au condenseur Φ_{eau} varie grandement, avec un maximum de 415 W, ce qui représente 85% de la puissance dissipée par les équipements. Toutefois, ce ratio diminue fortement durant la fin des essais. Cette chute est corrélée à la baisse de la pression dans le bac, causée par des fuites du fluide hors du bac. Cela induit donc une baisse important de la puissance cédée au condenseur.

Les incertitudes sur le calcul des pertes à travers les parois sont de 11%, et de 7% pour le calcul de la puissance thermique sur l'eau.

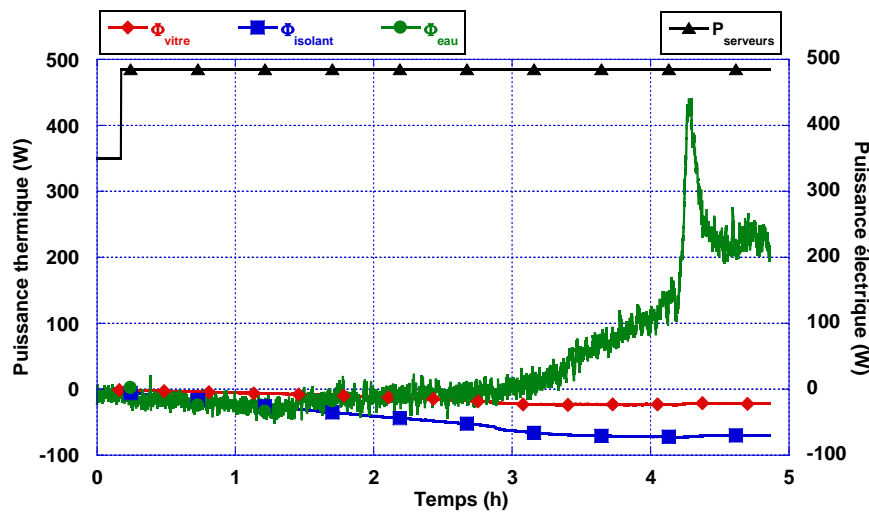


FIGURE 4.14 – Estimation des flux thermiques et de la puissance électrique consommée au cours du temps

4.2.2.2 Essais avec sept serveurs

Des essais ont également été effectués avec un plus grand nombre de serveurs (sept au total). Par rapport au cas précédant, cela correspond à une hausse de la puissance installée dans le bac de 770 W. Les paramètres opératoires de cette série de mesures sont donnés par la figure 4.15. Les serveurs et alimentations sont mis en fonctionnement durant quelques heures, puis la puissance est mise à zéro par la suite. Le débit d'eau dans le condenseur est de 6,2 L/min durant toute la durée des essais. La température d'eau augmente continuellement car l'aérotherme extérieur n'est pas en fonctionnement (température de consigne à 30°C).

La figure 4.16 montre que les montées des températures sont plus rapides par rapport au cas avec un seul serveur. En effet, le régime stationnaire est atteint en moins de 2 heures. Les niveaux de températures des composants sont similaires aux essais présentés précédemment, excepté pour le SAS qui est quelques degrés plus bas. Lorsque la puissance des équipements est remise à zéro, nous observons qu'il faut plusieurs heures avant de revenir aux valeurs initiales des températures.

Les mêmes phénomènes sont observés sur la figure 4.17 avec une hausse rapide des températures des phases vapeur et liquide. En régime stationnaire, toutes les températures sont proches de 49°C. Il est également intéressant de visualiser les baisses de températures de chaque phase après l'arrêt des équipements. Le condenseur est toujours en fonctionnement durant cette phase de descente en température.

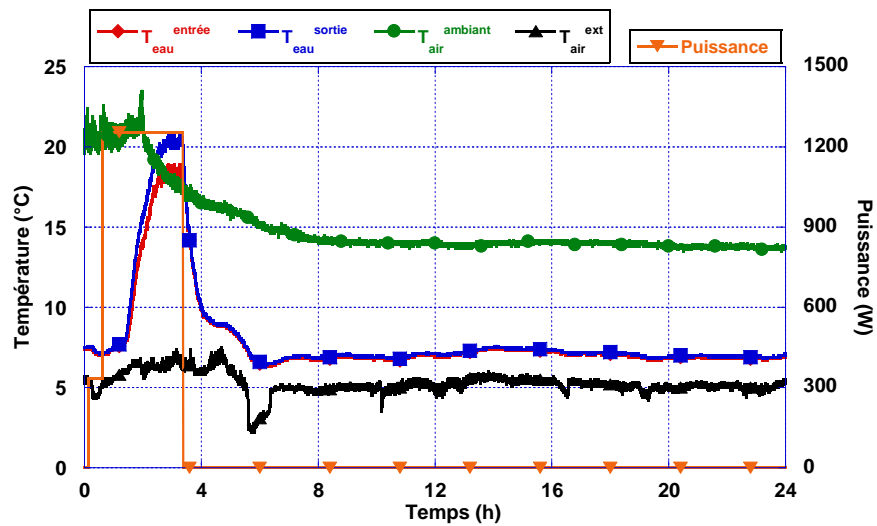


FIGURE 4.15 – Refroidissement diphasique : paramètres opératoires avec sept serveurs

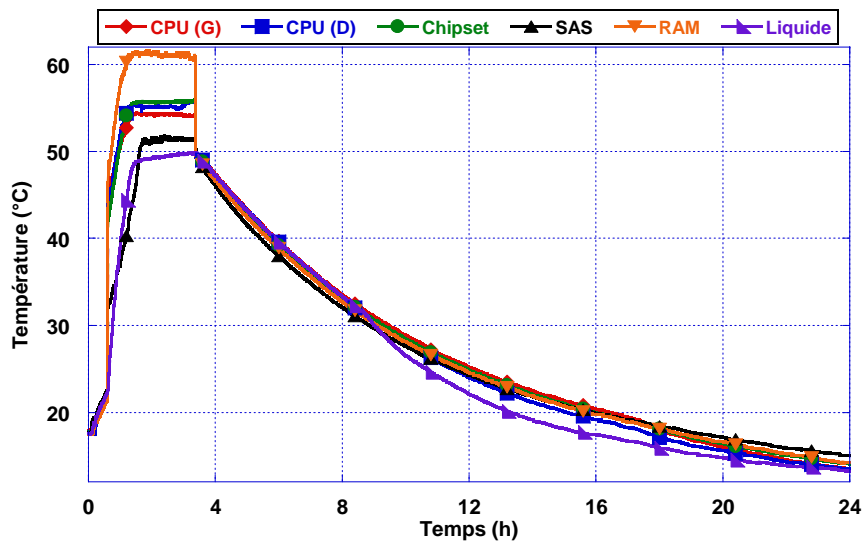


FIGURE 4.16 – Evolution des températures des serveurs en fonction du temps

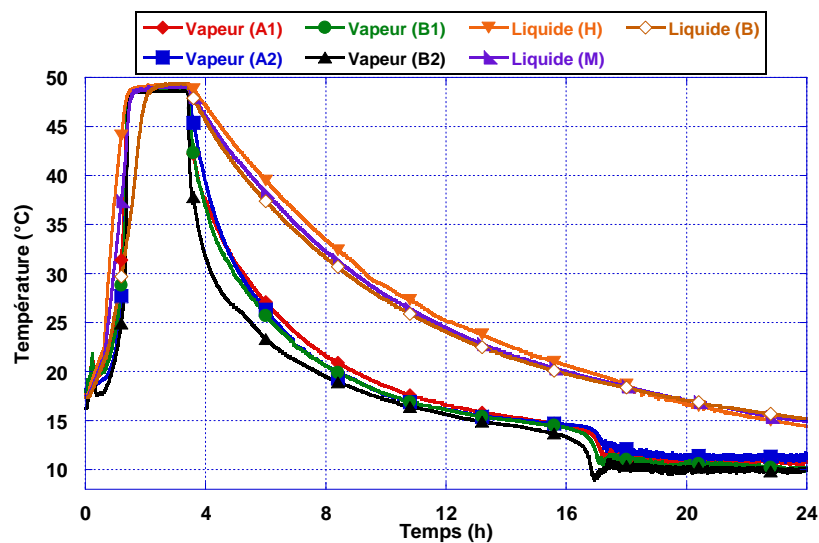


FIGURE 4.17 – Evolution des températures des phases vapeur/liquide

Dans le cas où sept serveurs sont utilisés, un total de 837 W est récupéré par le condenseur en régime stationnaire (Figure 4.18). Cela représente 67% de la puissance des équipements. Malgré le fait que le suivi de la pression relative à l'intérieur du bac ne soit pas disponible pour ces essais, des fuites de fluide sont rapidement apparues durant les tests, avant même d'atteindre le régime permanent. C'est pourquoi la puissance thermique calculée au niveau du condenseur est faible comparée au cas précédent. Les pertes à travers les parois du bac sont estimées à 84 W.

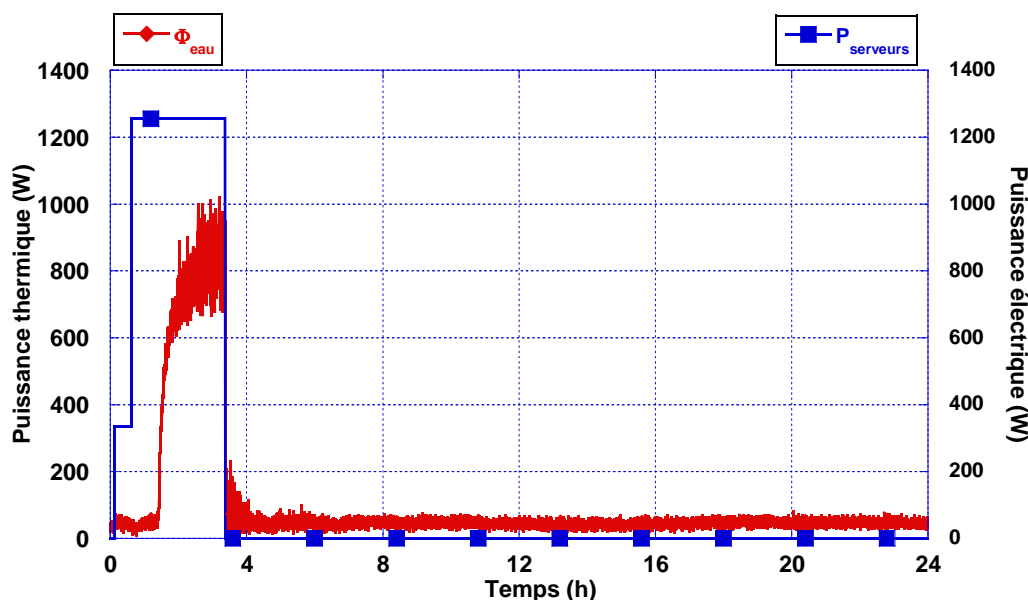


FIGURE 4.18 – Comparaison de la puissance électrique consommée et de la puissance thermique cédée au condenseur

4.2.2.3 Efficacité énergétique de l'installation

Afin de comparer ces valeurs avec la puissance dissipée par les équipements, le tableau 4.2 récapitule les différents bilans énergétiques (électrique et thermique) du banc d'essai. Les résultats sont obtenus pour les deux essais à charge minimale (P_{MIN}) pour lesquels le nombre de serveurs en fonctionnement est différent. Pour rappel, dans le premier cas, un seul serveur est allumé ainsi que les alimentations présentes dans le contenant. Les essais sont ensuite effectués avec sept serveurs en fonctionnement.

En termes d'efficacité énergétique de l'installation, seule la consommation électrique de la pompe est retenue dans le bilan car l'aérotherme extérieur ne s'est jamais mis en marche durant les essais. De ce fait, le bilan énergétique est très bon, avec des pPUE compris entre 1,07 et 1,03.

TABEAU 4.2 – Bilans énergétiques du refroidissement par immersion (diphasique)

	P_{IT} (W)	Φ_{eau} (W)	Φ_{pertes} (W)	P_{cooling} (W)	pPUE
1 serveur	485	318	73	34	1,07
7 serveurs	1255	837	84		1,03

En conclusion, nous avons mis en place un banc d'essais pour le refroidissement par immersion diphasique comprenant un ou plusieurs serveurs avec leurs alimentations, plongés

dans du Novec 649. L'ensemble est placé dans un contenant isolé dont la partie supérieure est équipée d'un condenseur dans lequel circule de l'eau. L'instrumentation mise en place en place a permis de montrer que le refroidissement des composants est bien assuré, avec une consommation du système de refroidissement très faible.

4.3 Bilan comparatif des différents modes de refroidissement

L'objet de ce paragraphe est dans un premier temps de comparer en termes d'efficacité énergétique les quatre voies étudiées durant la thèse. Ensuite, une étude technico-économique permet de mettre en évidence les gains potentiels lors du déploiement du refroidissement dans une salle informatique, comparé à un refroidissement par climatisation classique ou par free cooling.

4.3.1 Récapitulatif global

L'annexe A.8 récapitule les informations concernant les transferts thermiques qui permettent le refroidissement des composants électroniques, ainsi que les températures mises en jeu en fonction des différents prototypes utilisés (températures des fluides, écarts de températures entre les composants et les fluides).

Le tableau 4.3 donne le détail des puissances électriques consommées par les équipements informatiques, en séparant les contributions des ventilateurs et des équipements informatiques eux-mêmes (serveurs et alimentations). La puissance électrique consommée par les différents systèmes de refroidissement est également reportée. L'indicateur d'efficacité énergétique partiel, noté pPUE, a été utilisé pour caractériser uniquement l'efficacité énergétique du refroidissement. Pour rappel, sa définition est donnée ci-dessous :

$$pPUE = \frac{\text{Puissance totale consommée par l'ensemble de l'installation}}{\text{Puissance consommée par les équipements informatiques}} \quad (4.3)$$

En faisant apparaître les différentes contributions de chaque élément, nous obtenons la relation suivante :

$$pPUE = \frac{P_{\text{serveurs}} + P_{\text{ventilateurs}} + P_{\text{refroidissement}}}{P_{\text{serveurs}} + P_{\text{ventilateurs}}} \quad (4.4)$$

Par définition, la puissance consommée par les ventilateurs est comprise dans la puissance consommée par les équipements informatiques P_{serveurs} . Or diminuer cette contribution revient à augmenter la valeur du pPUE et donc avoir une moins bonne efficacité énergétique, ce qui n'est pas logique puisque la puissance électrique consommée diminue. Afin de corriger cet aspect, nous introduisons notre propre indicateur d'efficacité énergétique, noté CEI (Cooling Effectiveness Index), dont la définition est proche du pPUE à ceci près que la contribution des ventilateurs n'est plus comprise dans la puissance consommée par les équipements informatiques :

$$CEI = \frac{P_{\text{serveurs}} + P_{\text{ventilateurs}} + P_{\text{refroidissement}}}{P_{\text{serveurs}}} \quad (4.5)$$

Il est à noter que lorsque la ventilation est supprimée, les valeurs de pPUE et de CEI sont identiques.

Les valeurs d'efficacité énergétique obtenues sont assez proches pour l'ensemble des solutions de refroidissement étudiées.

TABLEAU 4.3 – Efficacités énergétiques des différents modes de refroidissement étudiés

Type de refroidissement	Climatisation (production de froid)	Echangeur en fond de baie	Plaques froides	Immersion dans un bain d'huile	Immersion avec changement de phase
Nombre de serveurs	14	14	3	7	7
Puissance des équipements informatiques (W)	2680 <u>4070</u>	2680 <u>4070</u>	390 <u>675</u>	1255 <u>1955</u>	1255 <u>1955</u>
Puissance des ventilateurs (W)	430	430	37	0	0
Puissance du système de refroidissement (W)	1244 <u>1800</u>	65 <u>85</u>	45 <u>45</u>	150 <u>310</u>	34 <u>98</u>
pPUE	1,4 <u>1,4</u>	1,02 <u>1,02</u>	1,1 <u>1,06</u>	1,12 <u>1,16</u>	1,03 <u>1,05</u>
CEI	1,62 <u>1,55</u>	1,18 <u>1,13</u>	1,21 <u>1,12</u>	1,12 <u>1,16</u>	1,03 <u>1,05</u>

N.B : Les valeurs sont données pour P_{MIN} et P_{MAX} .

Pour finir, il est important de considérer les limites d'utilisation des solutions de refroidissement présentées durant la thèse. En effet, en prenant en compte les variations climatiques extérieures, certaines solutions vont voir leurs performances se dégrader. La température d'eau en entrée des systèmes de refroidissement ne peut être inférieure à la température extérieure sans une production de froid associée. Dans le cas de l'échangeur en fond de baie, la température d'air en entrée de la baie est très proche de la température d'eau en sortie d'échangeur. Pour des conditions extrêmes de températures extérieures (par exemple 40°C), il est nécessaire de refroidir l'eau en entrée d'échangeur afin d'avoir des températures comprises entre 20 et 30°C pour assurer le bon fonctionnement des équipements.

Pour les autres systèmes de refroidissement, cet aspect est moins contraignant car nous avons des fluides qui sont à des températures assez élevées et avec des coefficients d'échange plus importants. Ce sont généralement les processeurs qui sont les composants critiques du fait de leur température maximale recommandée et de la puissance qu'ils dissipent. Dans le cas des plaques froides (cf. chapitre 3), la température d'eau pourrait atteindre des valeurs de 40-45°C (avec des serveurs entièrement refroidis par eau, sans flux d'air). Et pour le refroidissement par immersion, le Novec ayant une température d'ébullition basse, nous pouvons utiliser ces mêmes températures d'eau en entrée de condenseur. Toutefois, pour l'immersion dans le bain d'huile les résultats sont à nuancer du fait des températures de processeurs rencontrées lors des essais.

4.3.2 Etude technico-économique

L'objectif de cette étude est de donner une première estimation des coûts d'acquisition, de déploiement et de fonctionnement des différents systèmes de refroidissement liquide qui ont été étudiés durant la thèse. En extrapolant les résultats sur plusieurs années, il est ainsi possible de déterminer à quel moment ce type de refroidissement présente un intérêt économique par rapport au refroidissement à air classique (production de froid, free cooling). Plusieurs hypothèses ont été faites, notamment sur les différents coûts des systèmes de refroidissement liquide qui ont été définis sur la base des coûts des devis des prototypes utilisés durant la thèse, avec des effets d'échelles pour une série en grand nombre d'exemplaires. L'ensemble des détails est donné sur l'annexe A.9.

Pour notre étude, nous prenons le cas d'une salle informatique comprenant 100 baies équipées des serveurs étudiés pendant la thèse. Les principales hypothèses sont listées ci-dessous :

- les puissances consommées par les équipements informatiques, la ventilation et les systèmes de refroidissement proviennent des mesures expérimentales ;
- les coûts en infrastructure pour le free cooling est supérieur de 25% par rapport à une production de froid car le dimensionnement des installations frigorifiques est le même mais le free cooling nécessite d'autres installations pour utiliser l'air extérieur (filtres, ventilation, etc...) ;
- le coût du déploiement et d'installation du système de refroidissement représente 50% du coût d'acquisition de ce même système ;
- la consommation électrique annuelle du système de refroidissement est calculée à partir des valeurs de pPUE expérimentales ;
- les solutions de refroidissement liquide sont couplées à une production de froid représentant 10% de la puissance totale des équipements informatiques, afin de prendre en compte les échanges thermiques avec l'air ambiant de la salle (cette fraction est portée à 20% pour le refroidissement par plaques froides) ;
- le prix du kWh électrique est fixé à 0,1 € ;
- les coûts de l'installation électrique (onduleurs, groupes de secours, etc...) et de maintenance (vidange ou addition de liquides, changement de filtres...) ne sont pas pris en compte.

La figure 4.19 montre les résultats du calcul des coûts annuels pour chaque solution de refroidissement en fonction des années d'utilisation. Nous pouvons constater que les coûts d'acquisition (qui correspondent à l'année 0) sont très proches pour la plupart des systèmes de refroidissement, seules les solutions de refroidissement par immersion ont un coût plus élevé.

Par rapport à un refroidissement avec production de froid ou par free cooling, nous observons que le retour sur investissement se fait dès la première année pour les solutions de refroidissement avec des échangeurs en fond de baie, par immersion diphasique ou par des plaques froides. Le refroidissement par immersion dans un bain d'huile permet d'avoir un retour sur investissement au bout de 2 ans par rapport à une production de froid et de 5 ans par rapport au free cooling. Dans l'ensemble, les solutions de refroidissement liquide sont rapidement rentables par rapport à l'utilisation d'une production de froid ou du free cooling.

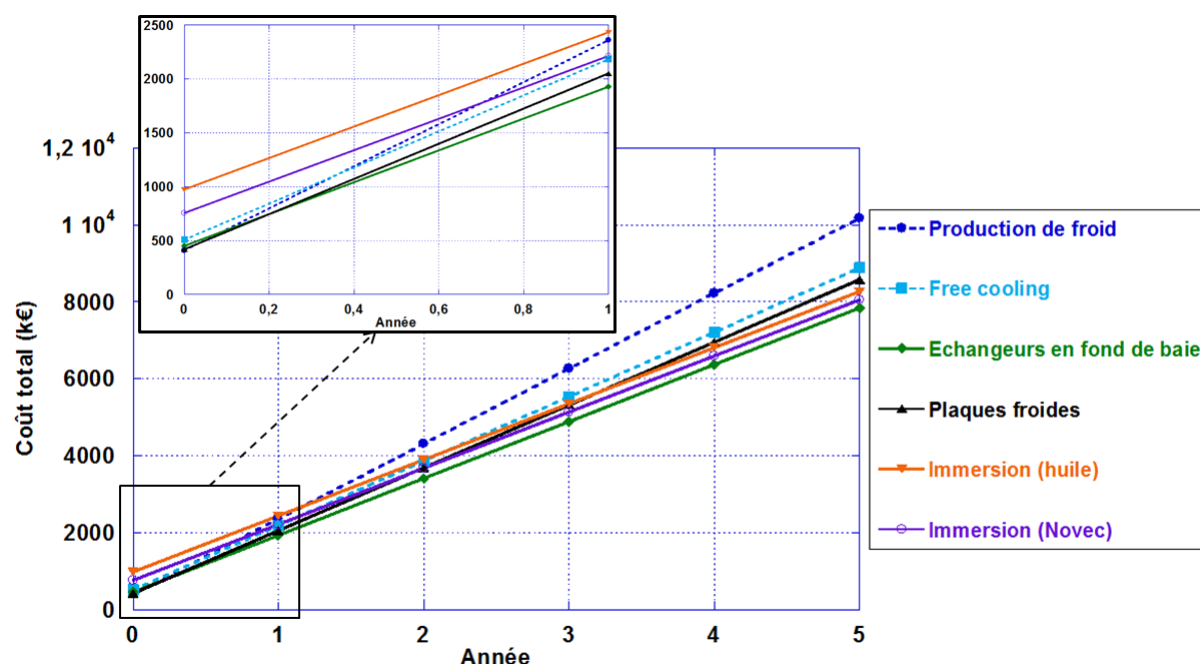


FIGURE 4.19 – Coûts annuels estimés des différents systèmes de refroidissement en fonction des années de fonctionnement

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons étudié le refroidissement par immersion des serveurs informatiques dans un bain d'huile pour lequel les échanges thermiques par convection naturelle dominant, et d'autre part dans un liquide diphasique.

Le refroidissement des composants est plus efficace dans le second cas, avec une température d'ébullition du fluide qui permet d'avoir des températures de surface des composants plus stable et proche du point d'ébullition du fluide. Toutefois, il est important de souligner que le choix de la température de consigne d'huile est crucial pour le bon fonctionnement des équipements. Il est à noter que les équipements initialement plongés dans l'huile présentent toujours des traces de fluide après plusieurs semaines à l'air libre. La maintenance des équipements informatiques peut se faire sans éteindre le système de refroidissement avec des équipements de protection.

Dans le cas du refroidissement diphasique, les mesures de températures des composants, du fluide en phase liquide et vapeur et de pression ont permis de montrer un équilibre des différentes températures en régime stationnaire. Les mesures de puissance électrique des équipements informatiques ont été comparées aux calculs de la puissance thermique récupérée par le condenseur. Malgré les problèmes d'étanchéités rencontrés, nous avons constaté que 65% de la puissance dissipée par les serveurs est évacuée par le condenseur. Il est donc nécessaire de bien dimensionner celui-ci. La maintenance des serveurs informatiques devra également se faire sous des conditions bien définies pour minimiser la perte de fluide lors des interventions.

De plus, nos résultats indiquent qu'une partie de la puissance thermique est évacuée à travers les parois des contenants utilisés durant nos études. Il est probable que ce type de solution soit employé dans des salles informatiques qui devront être ventilées afin d'évacuer cette quantité de chaleur ou bien utiliser des contenants qui soient suffisamment isolés.

En outre, les solutions de refroidissement par immersion permettent de réduire la consommation énergétique des serveurs par rapport à une autre solution de refroidissement du fait

que les ventilateurs des serveurs ne sont plus utilisés.

Pour finir, nous avons récapitulé les résultats des différentes solutions de refroidissement étudiés durant la thèse, tant au niveau du refroidissement des équipements informatiques qu'au niveau de l'efficacité énergétique. Une étude technico-économique a montré que les solutions de refroidissement liquide proposent un retour sur investissement très rapide par rapport à l'utilisation d'une production de froid ou du free cooling.

Conclusion générale

Les objectifs des travaux de thèse étaient de définir des solutions de refroidissement permettant d'améliorer l'efficacité énergétique des data centers. Une approche expérimentale et numérique a été mise en œuvre pour disposer d'une base de données pertinente pour comparer différentes solutions de refroidissement à l'échelle de baies informatiques et de composants électroniques.

Les études bibliographiques présentées au chapitre 1 ont montré que la densité de puissance consommée par les data centers, liée aux évolutions technologiques constantes des équipements informatiques, va augmenter significativement durant les années à venir. Le refroidissement actuel des salles informatiques repose en grande partie sur la climatisation et la production de froid qui sont très énergivores. En outre, l'utilisation de l'air comme fluide caloporteur va atteindre ses limites. C'est pourquoi le refroidissement liquide offre une alternative prometteuse, avec des coefficients d'échanges thermiques convectifs plus importants. Une des approches possibles pour réduire les puissances consommées est de disposer par le système de refroidissement au plus près des équipements informatiques. Dans le chapitre 1, un état de l'art portant sur ce type de solutions de refroidissement a donc été fait. Nous avons vu que les diverses applications existantes reposent sur différents types d'échanges thermiques. La réutilisation de la chaleur issue des équipements informatiques a également fait l'objet d'une étude bibliographique.

La démarche expérimentale exposée au chapitre 2 a permis de disposer d'une base de données pertinente sur le refroidissement d'une baie informatique par un flux d'air. L'instrumentation de serveurs informatiques réels jusqu'au niveau des composants a permis de vérifier que leur refroidissement était bien assuré. Les mesures réalisées sur le prototype ont montré l'intérêt de récupérer les calories directement sur le flux d'air en sortie d'une baie par le biais d'un échangeur air/eau. De plus, ces résultats ont été comparés à des essais de refroidissement de la même baie mais sans échangeur air/eau, passant d'une valeur de pPUE de 1,4 à 1,02.

En parallèle à ces expériences, des travaux dédiés au refroidissement des serveurs à l'échelle des composants électroniques ont abouti à l'étude de plaques froides avec une circulation d'eau interne. Nous avons ainsi montré qu'il était possible de réduire le débit d'air au sein des serveurs. Les résultats expérimentaux obtenus en termes de refroidissement des composants et de l'efficacité énergétique de l'installation sont très bons. La réduction de la ventilation des serveurs a permis de réduire une partie de la consommation des équipements informatiques.

Les séquences de mesures ont été exploitées afin de développer et de valider des modèles numériques simplifiés donnant accès aux températures d'air en sortie de la baie et de l'échangeur et à la température d'eau en sortie de l'échangeur en fonction des paramètres opératoires (puissance, débits d'air et d'eau). Une modélisation numérique d'un serveur et de sa plaque froide a également été entreprise et validée expérimentalement. Ce modèle pourra être dupliqué à l'échelle d'une salle informatique pour quantifier l'impact de cette

solution de refroidissement.

Les travaux présentés au chapitre 4 ont permis de faire un état des lieux sur le refroidissement par immersion.

Une première étape a consisté à immerger les serveurs dans une cuve remplie d'huile minérale, qui est mise en mouvement par un circuit de pompage. Du fait des faibles vitesses mises en jeu, les échanges thermiques par convection naturelle sont dominants et permettent de refroidir efficacement les composants informatiques avec une faible consommation énergétique du système. Les aspects de maintenance et de la durée de vie de l'huile et des équipements immergés n'ont pu être analysés durant la thèse. Nous pouvons donc émettre certaines réserves sur l'efficacité du refroidissement à long terme qui devra faire l'objet d'études futures. Le refroidissement par immersion dans un liquide diphasique a également fait l'objet d'une étude expérimentale. Le fluide utilisé ayant une température d'ébullition de 49°C, des régimes d'ébullition en bulles sont apparus au niveau des composants dissipant le plus de chaleur. La puissance thermique est ensuite cédée à un condenseur qui faisait retomber le fluide sous forme de gouttelettes sous l'effet de la gravité. Les séquences de mesures ont montré des gains importants sur la consommation du système de refroidissement. D'importantes difficultés de mise en œuvre ont été rencontrées durant la thèse, notamment des problèmes d'étanchéité au niveau du contenant et sur l'efficacité de refroidissement du condenseur utilisé. Il est important de mettre en place des études de recherche et développement plus poussées à l'avenir afin de progresser sur ce mode de refroidissement pour obtenir un système de refroidissement efficace et industrialisable.

Enfin, une étude comparative des différentes solutions de refroidissement ainsi qu'une étude technico-économique ont permis de montrer que l'évolution vers le refroidissement liquide est justifiée, que ce soit en termes d'efficacité du refroidissement des équipements, de la réduction de la consommation énergétique ou en termes de coûts industriels.

Cette thèse constitue une première étape pour disposer d'une base de données expérimentales pertinente sur le refroidissement liquide et d'outils de simulation numérique pour anticiper son impact au sein de data centers. Différentes perspectives se dégagent pour les années à venir :

- mettre en place ce type de refroidissement à l'échelle d'une salle informatique réelle ;
- approfondir les études de R&D liées au refroidissement par immersion (mise en œuvre, industrialisation,...)
- étudier le potentiel de récupération de l'énergie issue des data centers qui utilisent le refroidissement liquide.

Annexes

A.1 Indicateurs d'efficacité énergétique complémentaires

- GEC (Green Energy Coefficient) : il représente simplement le pourcentage d'énergies renouvelables utilisé pour alimenter un datacenter. Toujours selon [28], la définition des énergies dites "vertes" diffère selon les certifications en vigueur dans les pays (Union Européenne, Etats-unis, Japon). Il est donc nécessaire de se renseigner sur le type d'énergie renouvelable à utiliser dans le calcul du GEC, dont la définition est la suivante :

$$\text{GEC} = \frac{\text{Energies renouvelables utilisée par le datacenter}}{\text{Energie totale alimentant le datacenter}} \quad (\text{A.6})$$

Le GEC peut atteindre un maximum de 1, qui indique que le datacenter est entièrement alimenté via des énergies renouvelables.

- ERF (Energy Reuse Factor) : il s'agit d'un indicateur identifiant la proportion d'énergie exportée pour une réutilisation quelconque en dehors du datacenter, par exemple pour chauffer un bâtiment proche ou alimenter une usine située à proximité. Le calcul de l'ERF est basée sur la formule suivante, avec une valeur comprise entre 0 et 1 :

$$\text{ERF} = \frac{\text{Energie réutilisée à l'extérieur du datacenter}}{\text{Energie totale alimentant le datacenter}} \quad (\text{A.7})$$

- CUE (Carbon Usage Effectiveness) : il permet de traduire l'empreinte carbone du datacenter. Il s'agit d'un indicateur recommandé car il évalue la production de gaz à effets de serre par rapport à l'énergie consommée par les équipements informatiques. De ce fait, l'idéal pour le CUE est de tendre vers 0, montrant ainsi qu'aucune émission de CO₂ n'a été engendrée pour alimenter les équipements informatiques du datacenter. Pour obtenir l'inventaire complet des émissions, le calcul du CUE doit inclure l'ensemble de celles émises par chacune des sources d'énergie utilisées comme par exemple l'électricité ou les sources d'énergie primaire (gaz naturel, diesel, biogaz, etc). Dans le cas où le datacenter est uniquement alimenté en électricité, l'équation recommandée pour le calcul du CUE est $\text{CUE} = \text{CEF} * \text{PUE}$, où le PUE est l'indicateur introduit précédemment et le CEF (Carbon dioxide Emission Factor) est le facteur d'émission de CO₂, en $\text{kgCO}_2\text{eq.kWh}^{-1}$ du site. Cette valeur est définie dans des tables dont voici un exemple :

Indirect Greenhouse Gas Emission Factors - Purchased Electricity	
Electricity Grid by eGRID Subregion	CEF (kgCO ₂ eq.MBTU ⁻¹)
AKGD (ASCC Alaska Grid)	171.163
AZNM (WECC Southwest)	167.2509
CAMX (WECC California)	90.8653

TABLEAU A.1 – Valeurs du CEF en fonction de l’implantation des centrales de production électrique (Etats-Unis) [28]

Pour les data centers alimentés par des sources d’énergie différentes, la formule appropriée pour le CUE est la suivante :

$$CUE = \frac{\text{Total des émissions causées par l'énergie totale du datacenter}}{\text{Energie totale des équipements informatiques}} \quad (A.8)$$

A.2 Serveur informatique avec dissipateurs thermiques

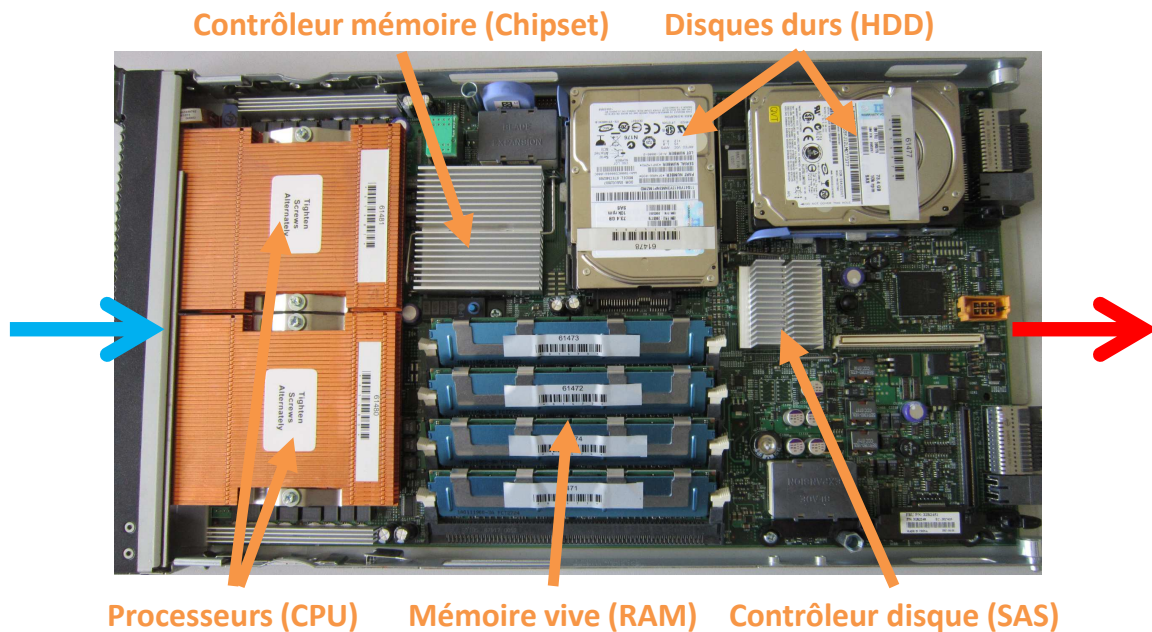


FIGURE A.1 – Serveur informatique avec dissipateurs thermiques

A.3 Simulations de panne du système de refroidissement

Refroidissement sans échangeur air/eau

Chaque essai est succédé de la simulation d’une panne du système de refroidissement. Dans le cas de la baie refroidie sans échangeur, la régulation en température de l’enceinte est interrompue. Le renouvellement de l’air est alors uniquement assuré par les ventilateurs des serveurs. L’élévation de la température de l’enceinte est relevée et nous stoppons les simulations de panne lorsque la température d’air en entrée de serveurs dépassent les 39°C.

Nous définissons alors le temps critique (t_{crit}) qui détermine le laps de temps nécessaire pour éviter un arrêt des serveurs dû aux fortes températures. Toutefois il faut rapporter ce temps au volume d'air présent dans l'enceinte.

La figure A.2 montre un exemple de montée en température lors d'une simulation de panne. Nous constatons que les températures évoluent linéairement tout au long de la simulation.

Le tableau A.2 donne les différentes valeurs de t_{crit} en fonction des paramètres opératoires utilisés.

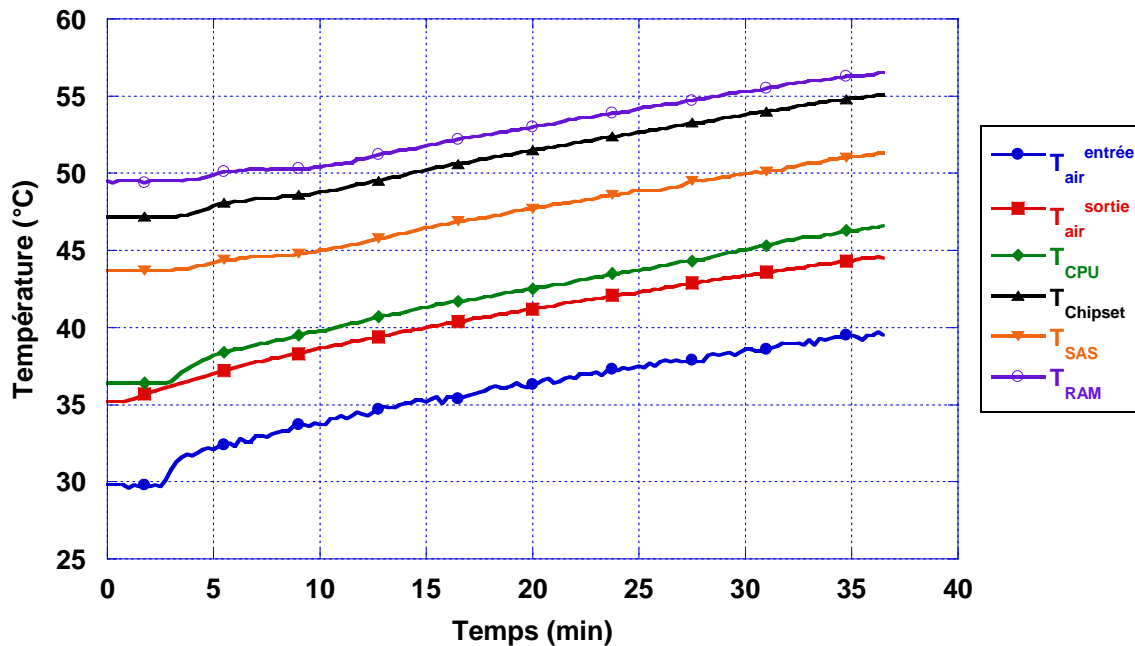


FIGURE A.2 – Simulation de panne du refroidissement sans échangeur air/eau
(avec $T_{air}^{entrée}=29,8^{\circ}\text{C}$ à P_{MIN})

TABEAU A.2 – Panne du refroidissement sans échangeur air/eau : durée critique avant arrêt des serveurs

	P_{MIN}			P_{MAX}		
$T_{air}^{entrée}$ (à $t=0$) ($^{\circ}\text{C}$)	20,4	25,2	29,8	20,0	25,2	29,8
$t_{crit}(\text{min})$	97	65	32	65	38	22

Refroidissement avec échangeur air/eau

Dans le cas du refroidissement de la baie avec un échangeur air/eau, les simulations de panne consiste à débrancher électriquement l'aérotherme extérieur ainsi que la pompe qui permet la circulation d'eau au sein de l'échangeur. Un exemple est donné sur la figure A.3. Les mesures obtenues pour chaque essai sont consignées dans le tableau A.3.

Par rapport aux cas où la baie est refroidie sans échangeur air/eau, les valeurs de t_{crit} sont plus élevées (pour une température d'air à $t=0$ équivalente).

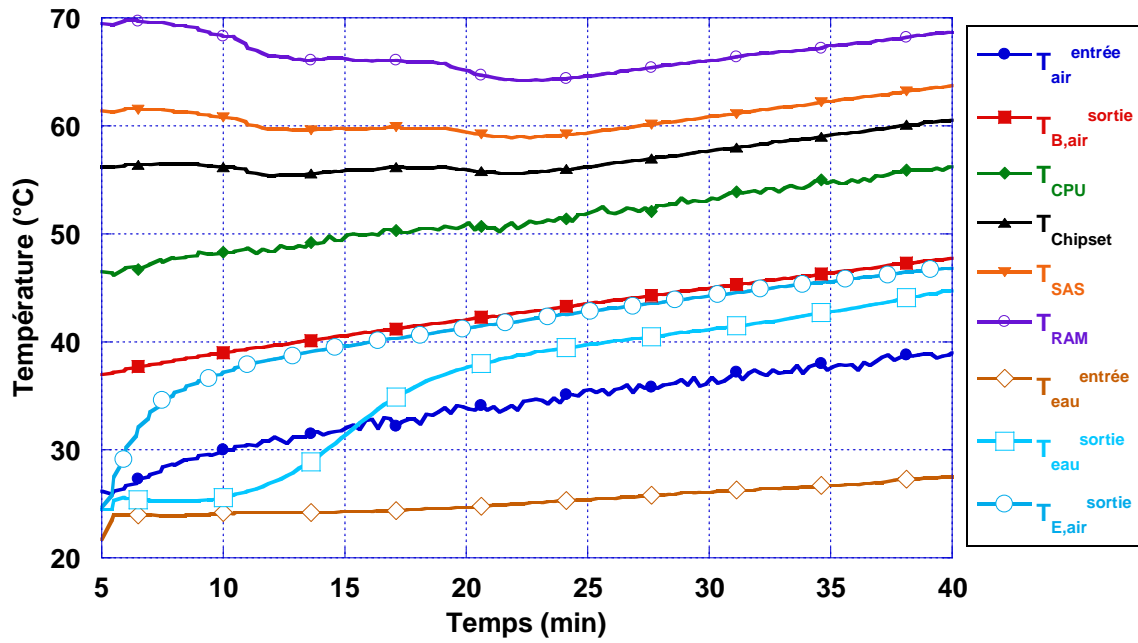


FIGURE A.3 – Simulation de panne du refroidissement avec échangeur air/eau
(avec $T_{air}^{entrée}=25,2^{\circ}\text{C}$ à P_{MAX})

TABEAU A.3 – Panne du refroidissement avec échangeur air/eau : durée critique avant arrêt des serveurs

	P_{MIN}			P_{MAX}		
$T_{air}^{entrée}$ (à $t=0$) ($^{\circ}\text{C}$)	20,1	25,1	30,9	21,7	26,6	32,2
$t_{crit}(\text{min})$	128	90	37	74	34	15

Refroidissement avec plaques froides

Les figures A.4 et A.5 présentent l'évolution des températures au cours du temps après avoir arrêté la circulation d'eau à l'intérieur des plaques froides. Le flux d'air à l'intérieur des serveurs est conservé.

Nous constatons qu'il faut plusieurs heures pour atteindre une température d'air en entrée de serveurs de l'ordre de 39°C . Les températures maximales recommandées des composants en contact avec les plots ne sont jamais atteintes durant ce laps de temps.

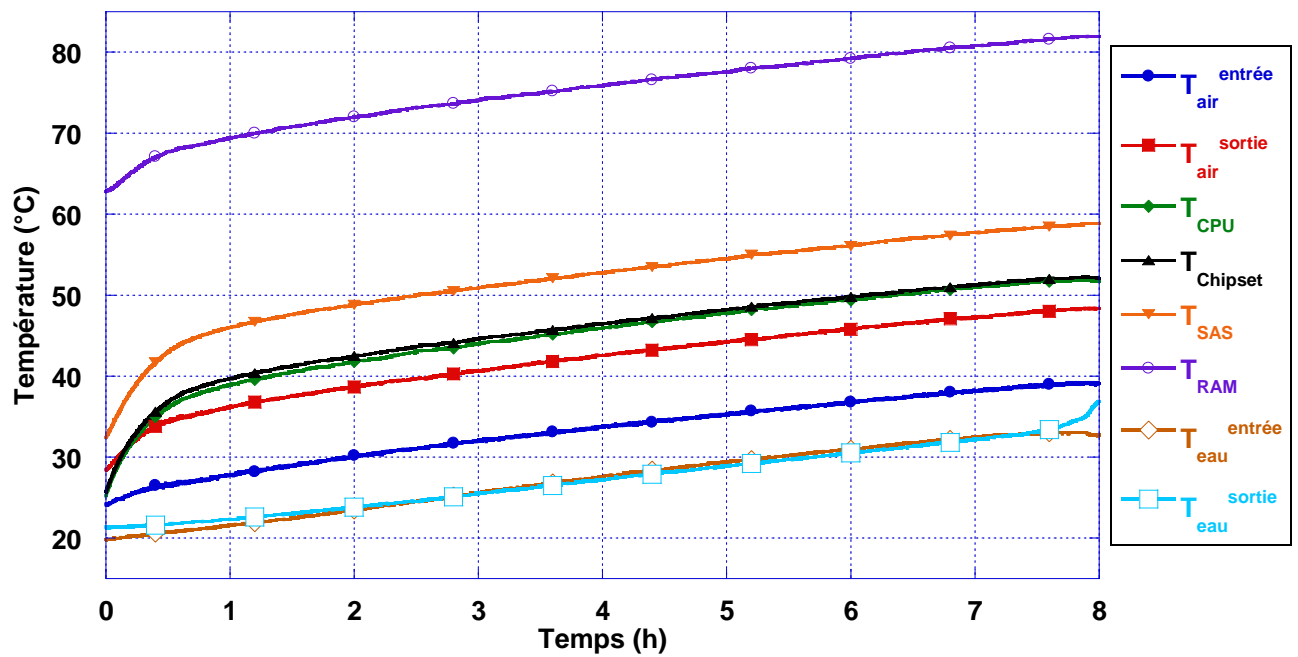


FIGURE A.4 – Simulation de panne du refroidissement avec plaques froides
(avec $T_{air}^{entrée}=24,2^{\circ}\text{C}$ à P_{MIN})

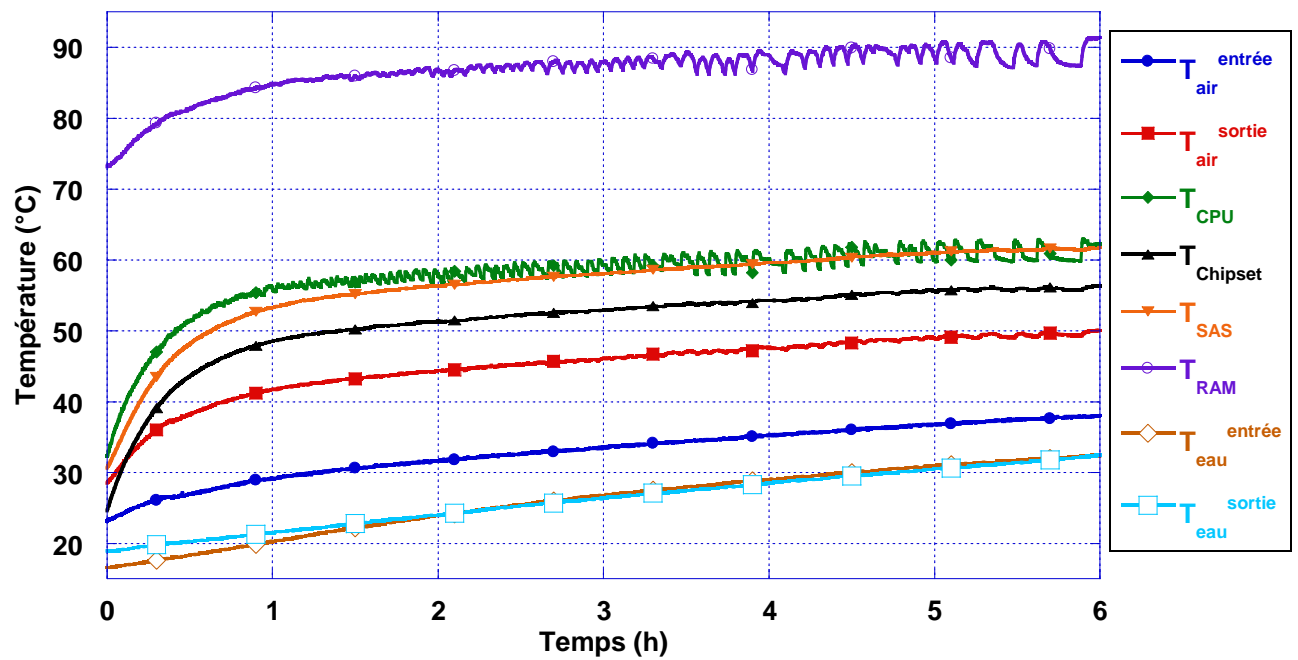


FIGURE A.5 – Simulation de panne du refroidissement avec plaques froides
(avec $T_{air}^{entrée}=23,2^{\circ}\text{C}$ à P_{MAX})

A.4 Détail des matrices des modèles numériques de la baie et de l'échangeur

Modèle nodal de la baie

$$A = \begin{pmatrix} \frac{-\dot{m}_a^S \cdot C_p^a - h_{10'} - h_{13}}{C_{a,1}} & 0 & \frac{h_{13}}{C_{a,1}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\dot{m}_a^S \cdot C_p^a}{C_{a,2}} & \frac{-\dot{m}_a^S \cdot C_p^a - h_{20'} - h_{24}}{C_{a,2}} & 0 & \frac{h_{24}}{C_{a,2}} & 0 & 0 \\ \frac{h_{13}}{C_{c,1}} & 0 & \frac{-h_{13}}{C_{c,1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{h_{24}}{C_{c,2}} & 0 & \frac{-h_{24}}{C_{c,2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-\dot{m}_a^{alim} \cdot C_p^a}{C_{a,3}} & 0 \\ 0 & \frac{\dot{m}_a^S \cdot C_p^{air}}{C_{a,4}} & 0 & 0 & \frac{\dot{m}_a^{alim} \cdot C_p^a}{C_{a,4}} & \frac{-\dot{m}_a \cdot C_p^a}{C_{a,4}} \end{pmatrix},$$

$$T = \begin{bmatrix} T_{a,1}^S \\ T_{a,2}^S \\ T_{c,1}^S \\ T_{c,2}^S \\ T_a^{alim} \\ T_{B,a}^{sortie} \end{bmatrix}, B = \begin{pmatrix} \frac{\dot{m}_a^S \cdot C_p^a}{C_{a,1}} & \frac{h_{10'}}{C_{a,1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{h_{20'}}{C_{a,2}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{C_{c,1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{C_{c,2}} & 0 \\ \frac{\dot{m}_a^{alim} \cdot C_p^a}{C_{a,3}} & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{C_{a,3}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \text{ et } U = \begin{bmatrix} T_a^{entree} \\ T_a^{amb} \\ P \\ P' \\ P'' \end{bmatrix}$$

Modèle nodal de l'échangeur

$$A' = \begin{pmatrix} \frac{-\dot{m}_a.C_p^a - h_{89}}{C_{a,5}} & \frac{h_{89}}{C_{a,5}} & 0 & 0 \\ \frac{h_{89}}{C_{e,1}} & \frac{-\dot{m}_e.C_p^e - h_{89}}{C_{e,1}} & 0 & 0 \\ \frac{\dot{m}_a.C_p^a}{C_{a,6}} & 0 & \frac{-\dot{m}_a.C_p^{air} - h_{7,10}}{C_{a,6}} & 0 \\ 0 & \frac{\dot{m}_e.C_p^e}{C_{e,2}} & 0 & \frac{-\dot{m}_e.C_p^e - h_{6,11}}{C_{e,2}} \end{pmatrix},$$

$$T' = \begin{bmatrix} T_a^{moy} \\ T_e^{moy} \\ T_{E,a}^{sortie} \\ T_e^{sortie} \end{bmatrix}, B' = \begin{pmatrix} \frac{\dot{m}_a.C_p^a}{C_{a,5}} & 0 \\ 0 & \frac{\dot{m}_e.C_p^e}{C_{e,1}} \\ 0 & \frac{h_{7,10}}{C_{a,6}} \\ \frac{h_{6,11}}{C_{e,2}} & 0 \end{pmatrix} \text{ et } U' = \begin{bmatrix} T_{B,a}^{sortie} \\ T_e^{entree} \end{bmatrix},$$

A.5 Détail des matrices du modèle numérique "plaque froide-serveur"

$$A = \begin{pmatrix} \alpha & 0 & \frac{h_{13}}{C_{c,1}} & 0 & \frac{h_{15}}{C_{c,1}} & 0 \\ 0 & \beta & 0 & \frac{h_{24}}{C_{c,2}} & \frac{h_{25}}{C_{c,2}} & 0 \\ \frac{h_{13}}{C_{a,1}} & 0 & \gamma & 0 & \frac{h_{35}}{C_{a,1}} & 0 \\ 0 & \frac{h_{24}}{C_{a,2}} & \frac{\dot{m}_a.C_p^a}{C_{a,2}} & \delta & \frac{h_{45}}{C_{a,2}} & 0 \\ \frac{h_{15}}{C_{PF}} & \frac{h_{25}}{C_{PF}} & \frac{h_{35}}{C_{PF}} & \frac{h_{45}}{C_{PF}} & \epsilon & \frac{h_{56}}{C_{PF}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{h_{56}}{C_e} & \zeta \end{pmatrix},$$

$$\alpha = \frac{-h_{13} - h_{15} - h_{17}}{C_{c,1}}; \beta = \frac{-h_{24} - h_{25} - h_{28}}{C_{c,2}}; \gamma = \frac{-\dot{m}_a.C_p^a - h_{13} - h_{35}}{C_{a,1}};$$

$$\delta = \frac{-\dot{m}_a.C_p^a - h_{24} - h_{45}}{C_{a,2}}; \epsilon = \frac{-h_{15} - h_{25} - h_{35} - h_{45} - h_{56}}{C_{PF}}; \zeta = \frac{-\dot{m}_e.C_p^e - h_{56} - h_{69}}{C_e}$$

$$T = \begin{bmatrix} T_{c,1}^S \\ T_{c,2}^S \\ T_{a,1}^S \\ T_{a,2}^S \\ T_{PFI}^{moy} \\ T_e^{moy} \end{bmatrix}, B = \begin{pmatrix} \frac{1}{C_{c,1}} & 0 & 0 & 0 & \frac{h_{17}}{C_{c,1}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{C_{c,2}} & 0 & 0 & 0 & \frac{h_{28}}{C_{c,2}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\dot{m}_a.C_p^a}{C_{a,1}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\dot{m}_e.C_p^e}{C_e} & 0 & 0 & \frac{h_{69}}{C_e} \end{pmatrix} \text{ et } U = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ T_a^{entree} \\ T_e^{entree} \\ T_{b,1}^S \\ T_{b,2}^S \\ T_{PFE}^{moy} \end{bmatrix}$$

A.6 Propriétés thermiques des fluides diélectriques

Les principales propriétés thermiques des fluides diélectriques (Huile minérale PIONIER 2076 P et 3M Novec 649 [110]) utilisés lors des essais de refroidissement par immersion sont présentés ci-dessous. Elles sont également comparées aux propriétés thermiques de l'eau.

Masse volumique

Pour l'huile minérale, la masse volumique est de $\rho = 862 \text{ kg/m}^3$ à $T = 45^\circ\text{C}$.

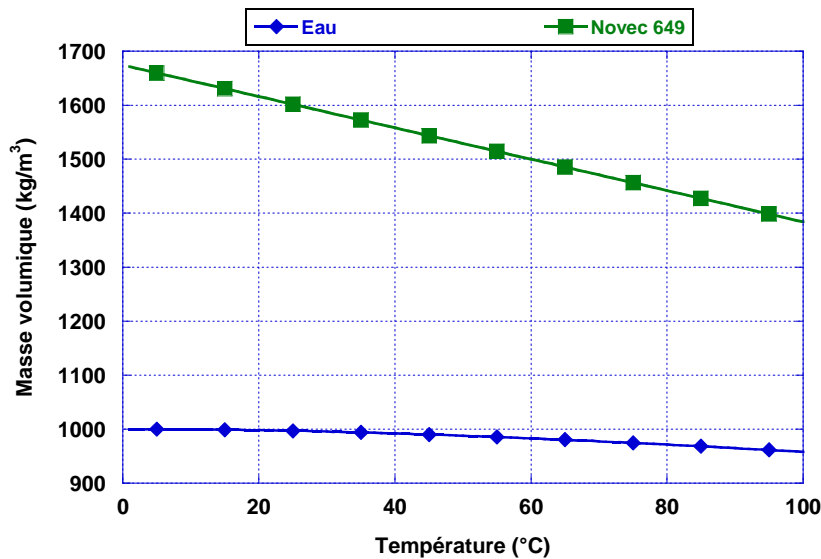


FIGURE A.6 – Masse volumique en fonction de la température

Chaleur spécifique

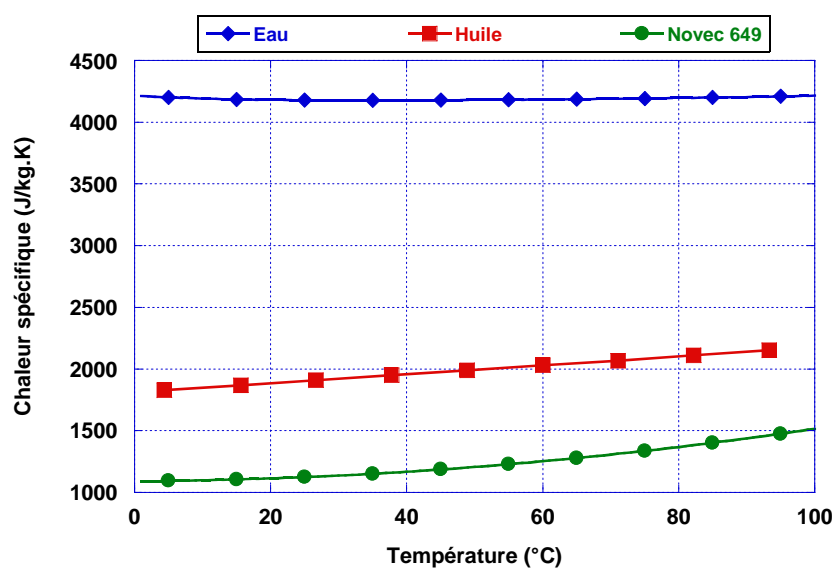


FIGURE A.7 – Chaleur spécifique en fonction de la température

Conductivité thermique

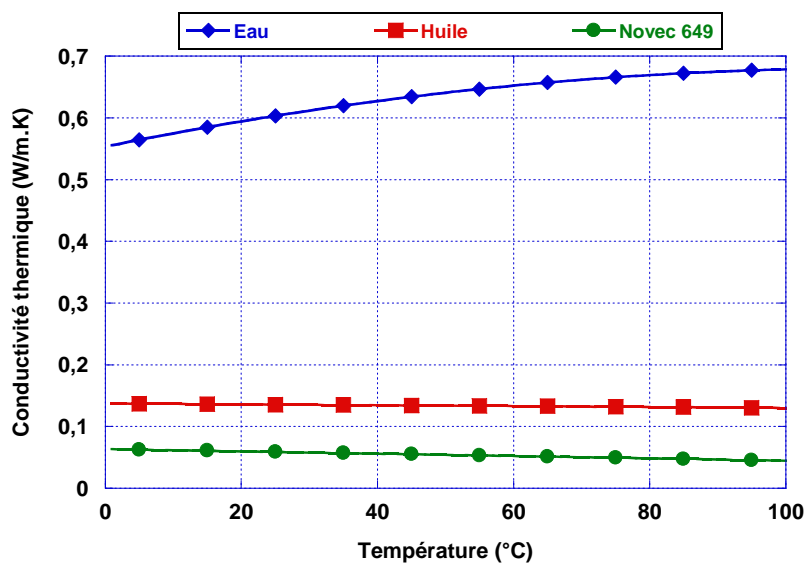


FIGURE A.8 – Conductivité thermique en fonction de la température

Viscosité cinématique

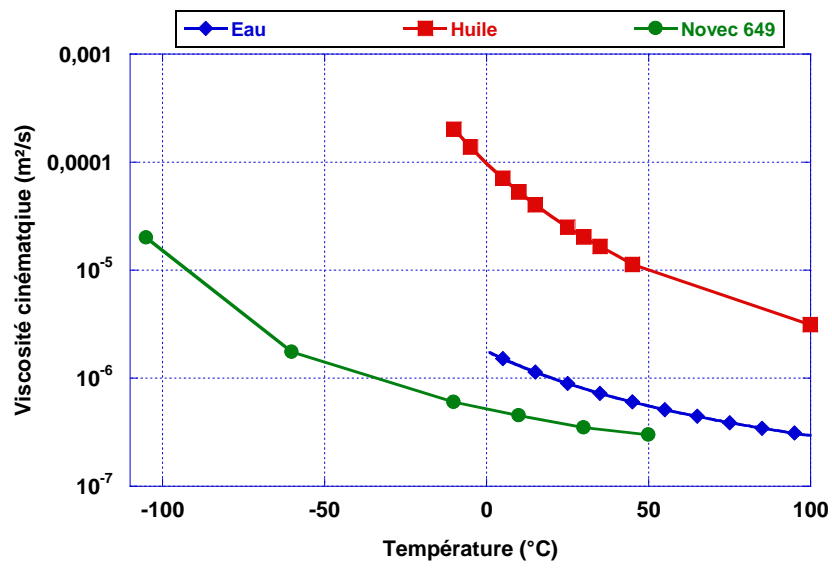


FIGURE A.9 – Viscosité cinématique en fonction de la température

A.7 Visualisation des bulles lors du refroidissement diphasique

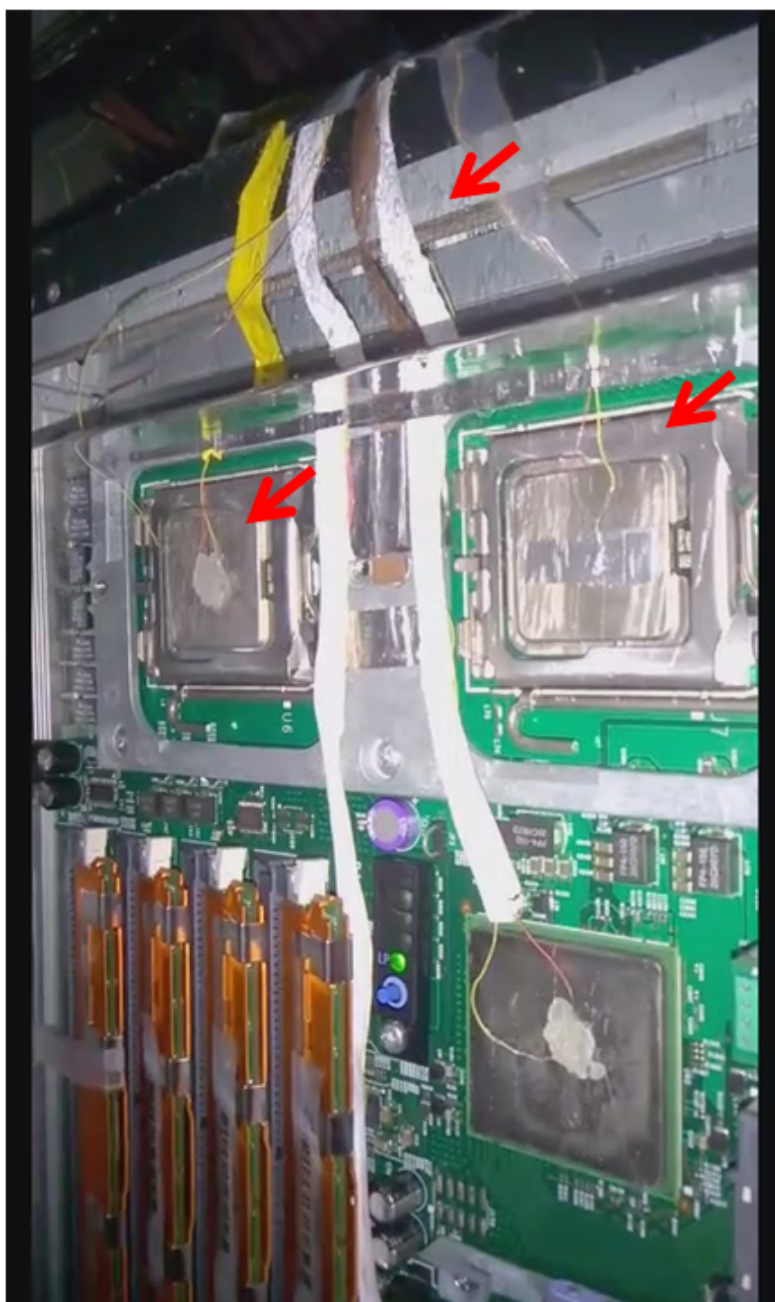


FIGURE A.10 – Visualisation des bulles lors du refroidissement diphasique

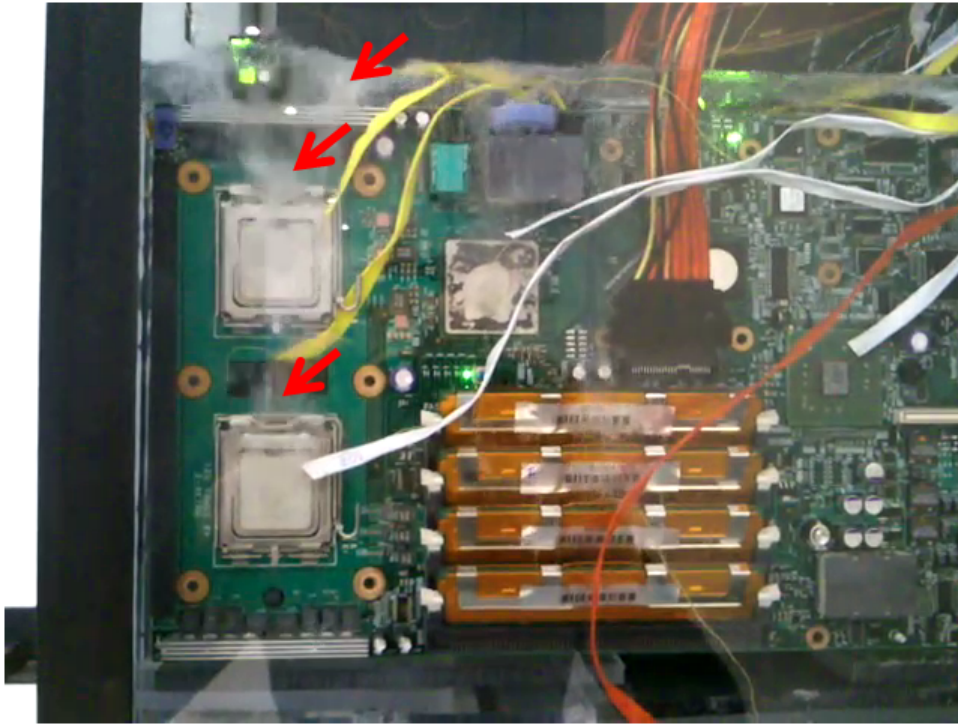


FIGURE A.11 – Visualisation des bulles lors du refroidissement diphasique (ancienne configuration)

A.8 Tableau comparatif des différents modes de refroidissement

La figure A.12 récapitule les informations concernant les transferts thermiques qui permettent le refroidissement des composants électroniques, ainsi que les températures mises en jeu en fonction des différents prototypes utilisés (températures des fluides, écarts de températures entre les composants et les fluides).

Il est intéressant de noter que les échanges thermiques entre la surface des composants et le fluide caloporteur se font principalement par conduction, à travers des dissipateurs ou des plots métalliques, et par convection forcée avec une ventilation d'air ou une circulation d'eau.

Plusieurs types de liquides ont été employés durant la thèse (eau, huile, Novec) avec des propriétés thermiques différentes. Les gammes de températures dans lesquelles sont employés ces fluides varient également, avec des températures de plus en plus élevées. En effet, l'objectif final du refroidissement liquide est de refroidir des composants informatiques avec des fluides ayant une température élevée, afin de s'affranchir du refroidissement des fluides caloporteurs et de valoriser au mieux l'énergie qui leur est cédée.

Les débits d'air permettant de refroidir les composants sont également renseignés. La suppression des ventilateurs pour le refroidissement des serveurs est également l'un des buts finaux de l'utilisation du refroidissement liquide. En effet, les solutions de refroidissement par plaques froides (dans le cas où tous les composants qui dissipent une puissance importantes sont en contact avec des plaques) et par immersion montrent qu'il est possible de se passer de la ventilation.

Les écarts de températures entre les surfaces des principaux composants et le(s) fluide(s) de refroidissement permettent de visualiser l'efficacité du refroidissement de chaque essai. En effet, nous pouvons observer que le refroidissement par plaques froides ou par immersion (diphasique) donnent des écarts plus faibles que dans les autres cas.

Enfin, le ratio de la puissance récupérée sur le refroidissement liquide permet d'estimer d'une part la quantité de chaleur récupérable, et d'autre part de vérifier s'il est nécessaire d'utiliser une climatisation de faible puissance pour récupérer la puissance thermique cédée dans l'air ambiant de la salle.

Type de refroidissement	Climatisation (production de froid)	Echangeur en fond de baie	Plaques froides	Immersion dans un bain d'huile	Immersion avec changement de phase
Transferts thermiques dominants	Conduction Convection	Conduction Convection	Conduction Convection	Convection Ebullition/condensation	
Fluide(s) mis en jeu	Air	Air/Eau	Air/Eau	Huile minérale	Novec 649
T° du/des fluide(s) (°C)	20 à 30	17 à 27 (eau)	25 (eau)	30 et 40	49
Débit d'air par serveur (m³/h)	40 à 57	32 à 48	13	0	0
ΔT° CPU (°C) *	22	20	14	32	10
ΔT° Chipset (°C) *	28	30	7	19	8
ΔT° SAS (°C) *	26	32	13	15	8
ΔT° RAM (°C) *	34	40	52	37	13

*Ecart maximum de températures mesurés entre la surface des composants et le fluide de refroidissement à P_{MAX}

FIGURE A.12 – Tableau comparatif des différents modes de refroidissement

A.9 Données pour le calcul du retour sur investissement

Salle informatique										100
Equipements										90%
Nombre	Baie	Châssis blade	Serveurs	Ventilateurs centrifuges		Ventilateurs alimentations		Nombre de baies considérées		
	100	400	5600	800	4800	Nombre de serveurs par châssis				
	15,9	3,98	0,22	0,15	0,0035	Nombre de châssis par baie				
Puissance totale (kW)	1592	1592	1232	120	16,8	Nombre de ventilateurs centrifuges par châssis				
						Nombre de ventilateurs alimentations par châssis				
Dimensionnement										
Nombre	Prix/unité (€)	Coût infrastructure (k€)		Coût déploiement (k€)		Total refroidissement initial (k€)		Quantité de Novec par serveur (litres)		
	640	425	272	136	408					
	64	425	27,2	13,6	41					
	300	1000	300	150	450					
	5600	50	280	140	420					
	100	6500	650	325	975					
8400	60	504	252	756			Ratio "cout déploiement"/"cout achat infrastructure"	50%		
Coût de l'électricité par solution de refroidissement										
Production de froid	IT		COOLING		IT+COOLING		Nombre d'heures par année		8766	
	Conso. électrique/an (kWh)		Conso. électrique/an (kWh)		Conso. électrique/an (kWh)		Coût d'un kWh (€/kWh)		0,1	
	1,40E+07		5,58E+06		1,95E+07		Conso. ventilateurs plaques froides/serveur (W)		13	
	1,40E+07		2,79E+06		1,67E+07		pPUE		1,4	
	1,40E+07		8,37E+05		1,48E+07		Production de froid		1,2	
	1,32E+07		3,10E+06		1,63E+07		Free cooling		1,02	
	1,28E+07		1,83E+06		1,46E+07		Echangeur fond de baie		1,15	
	1,28E+07		1,83E+06		1,46E+07		Plaques froides		1,1	
							Immersion huile		1,1	
							Immersion Novec		1,1	

FIGURE A.13 – Détail des données utilisées pour le calcul du retour sur investissement

Références

- [1] W. Van Heddeghem, S. Lambert, B. Lannoo, D. Colle, M. Pickavet, and P. Demeester, "Trends in worldwide ICT electricity consumption from 2007 to 2012," *Computer Communications*, vol. 50, pp. 64–76, Sept. 2014. [1](#), [7](#), [88](#)
- [2] M. Uddin, Y. Darabidarabkhani, A. Shah, and J. Memon, "Evaluating power efficient algorithms for efficiency and carbon emissions in cloud data centers : A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 51, pp. 1553–1563, Nov. 2015. [1](#), [10](#)
- [3] ASHRAE, "Thermal guidelines for data processing environments - expanded data center classes and usage guidance," vol. 9.9, 2011. [1](#), [6](#)
- [4] "High density scalable water cooled large data center." www.apc.com/solutions/us/en/solution/high-density-scalable-water-cooled-large-data-center. Consulté le 14/08/2015. [4](#)
- [5] A. Greenberg, J. Hamilton, D. A. Maltz, and P. Patel, "The Cost of a Cloud : Research Problems in Data Center Networks," *SIGCOMM Comput. Commun. Rev.*, vol. 39, pp. 68–73, Dec. 2008. [4](#)
- [6] J. Spitaels, "Dynamic power variations in data centers and network rooms," *American Power Conversion White Paper*, 2005. [5](#)
- [7] S. Shrivastava, M. Iyengar, B. Sammakia, R. Schmidt, and J. VanGilder, "Experimental-Numerical Comparison for a High-Density Data Center : Hot Spot Heat Fluxes in Excess of 500 W/ft," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 32, pp. 166–172, Mar. 2009. [5](#)
- [8] A. H. Beitelmal and C. D. Patel, "Thermo-Fluids Provisioning of a High Performance High Density Data Center," *Distributed and Parallel Databases*, vol. 21, pp. 227–238, Apr. 2006. [5](#)
- [9] "temperature@lert Environmental Monitoring - Blog - Latest News in the Industry." www.temperaturealert.com/blog.aspx-CntTagID=38963b6a-06a4-410a-beb8-e08b9bf08bfe. Consulté le 14/08/2015. [5](#)
- [10] B. Fakhim, M. Behnia, S. Armfield, and N. Srinarayana, "Cooling solutions in an operational data centre : A case study," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2279–2291, Oct. 2011. [5](#)
- [11] S.-W. Ham and J.-W. Jeong, "Impact of aisle containment on energy performance of a data center when using an integrated water-side economizer," *Applied Thermal Engineering*, June 2015. [5](#)
- [12] J. Niemann, K. Brown, and V. Avelar, "Impact of hot and cold aisle containment on data center temperature and efficiency," *Schneider Electric Data Center Science Center, White Paper*, vol. 135, pp. 1–14, 2011. [6](#)
- [13] E. T. S. Institute, "ETSI EN 300 019-1-3 V2.3.2," 2009. [6](#)
- [14] D. Nortershauser, J. Gautier, and S. Le Masson, "A step towards green datacenters : Enlarging climatic ranges-studying the effects of the building," in *Telecommunications*

- Energy Conference, 2008. INTELEC 2008. IEEE 30th International*, pp. 1–5, Sept. 2008. 6, 15
- [15] M. Patterson, “The effect of data center temperature on energy efficiency,” in *11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2008. ITherm 2008*, pp. 1167–1174, May 2008. 6
 - [16] D. Moss, “Energy Impact of Increased Server Inlet Temperature,” *APC White Paper*, vol. 138, 2009. 6
 - [17] S. V. Garimella, L.-T. Yeh, and T. Persoons, “Thermal Management Challenges in Telecommunication Systems and Data Centers,” *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, vol. 2, pp. 1307–1316, Aug. 2012. 7, 8
 - [18] J. G. Koomey, “Worldwide electricity used in data centers,” *Environmental Research Letters*, vol. 3, p. 034008, July 2008. 7
 - [19] M. Webb, “Smart 2020 : Enabling the low carbon economy in the information age,” *The Climate Group. London*, 2008. 8
 - [20] E. Jaureguiualzo, “PUE : The Green Grid metric for evaluating the energy efficiency in DC (Data Center). Measurement method using the power demand,” in *Telecommunications Energy Conference (INTELEC), 2011 IEEE 33rd International*, pp. 1–8, Oct. 2011. 8
 - [21] A. H. Beitelmal and D. Fabris, “Servers and data centers energy performance metrics,” *Energy and Buildings*, vol. 80, pp. 562–569, Sept. 2014. 8
 - [22] G. A. Brady, N. Kapur, J. L. Summers, and H. M. Thompson, “A case study and critical assessment in calculating power usage effectiveness for a data centre,” *Energy Conversion and Management*, vol. 76, pp. 155–161, Dec. 2013. 8
 - [23] J. Yuventi and R. Mehdizadeh, “A critical analysis of Power Usage Effectiveness and its use in communicating data center energy consumption,” *Energy and Buildings*, vol. 64, pp. 90–94, Sept. 2013. 8
 - [24] R. Arno, A. Friedl, P. Gross, and R. Schuerger, “Reliability of Data Centers by Tier Classification,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 48, pp. 777–783, Mar. 2012. 8
 - [25] J. Cho, T. Lim, and B. S. Kim, “Viability of datacenter cooling systems for energy efficiency in temperate or subtropical regions : Case study,” *Energy and Buildings*, vol. 55, pp. 189–197, Dec. 2012. 9
 - [26] V. Avelar, “Méthode de calcul de lefficacité énergétique (PUE) dans les data centers,” *American Power Conversion by Schneider Electric, White Paper*, vol. 158, 2010. 9
 - [27] “ETSI GS OEU 001 V2.1.1,” Dec. 2014. 9
 - [28] “Harmonizing Global Metrics for Data Center Energy Efficiency,” Oct. 2012. www.thegreengrid.org/. Consulté le 24/04/2013. 9, 104, 105
 - [29] Emerson Network Power, “Energy logic : Reducing data center energy consumption by creating savings that cascade across systems,” *White paper, Emerson Electric Co*, 2009. 9
 - [30] Y. Kodama, S. Itoh, T. Shimizu, S. Sekiguchi, H. Nakamura, and N. Mori, “Imbalance of CPU temperatures in a blade system and its impact for power consumption of fans,” *Cluster Computing*, vol. 16, pp. 27–37, Mar. 2013. 10
 - [31] E. Blem, J. Menon, and K. Sankaralingam, “Power struggles : Revisiting the RISC vs. CISC debate on contemporary ARM and x86 architectures,” in *2013 IEEE 19th International Symposium on High Performance Computer Architecture (HPCA2013)*, pp. 1–12, Feb. 2013. 10

- [32] Z. Ou, B. Pang, Y. Deng, J. Nurminen, A. Ylä-Jääski, and P. Hui, “Energy- and Cost-Efficiency Analysis of ARM-Based Clusters,” in *2012 12th IEEE/ACM International Symposium on Cluster, Cloud and Grid Computing (CCGrid)*, pp. 115–123, May 2012. [10](#)
- [33] S. Rizvi and T.-S. Chung, “Flash SSD vs HDD : High performance oriented modern embedded and multimedia storage systems,” in *2010 2nd International Conference on Computer Engineering and Technology (ICCET)*, vol. 7, pp. V7–297–V7–299, Apr. 2010. [10](#)
- [34] S.-K. Cheong, Y.-W. Jeong, J.-J. Jeong, and S.-H. Yang, “DDR-SSD and HDD storage system performance evaluation in unified storage system for cloud computing,” in *2012 Fourth International Conference on Ubiquitous and Future Networks (ICUFN)*, pp. 394–397, July 2012. [10](#)
- [35] S.-K. Cheong, C. Lim, and B.-C. Cho, “Database processing performance and energy efficiency evaluation of DDR-SSD and HDD storage system based on the TPC-C,” in *2012 International Conference on Cloud Computing and Social Networking (ICCCSN)*, pp. 1–3, Apr. 2012. [10](#)
- [36] Y. Kim, A. Gupta, B. Urgaonkar, P. Berman, and A. Sivasubramaniam, “HybridStore : A Cost-Efficient, High-Performance Storage System Combining SSDs and HDDs,” in *2011 IEEE 19th International Symposium on Modeling, Analysis Simulation of Computer and Telecommunication Systems (MASCOTS)*, pp. 227–236, 2011. [11](#)
- [37] F. Kamoun, “Virtualizing the Datacenter Without Compromising Server Performance,” *Ubiquity*, vol. 2009, Aug. 2009. [11](#)
- [38] Y. Jin, Y. Wen, and Q. Chen, “Energy efficiency and server virtualization in data centers : An empirical investigation,” in *2012 IEEE Conference on Computer Communications Workshops (INFOCOM WKSHPS)*, pp. 133–138, Mar. 2012. [11](#)
- [39] Y. Gao, H. Guan, Z. Qi, B. Wang, and L. Liu, “Quality of service aware power management for virtualized data centers,” *Journal of Systems Architecture*, vol. 59, pp. 245–259, Apr. 2013. [11](#)
- [40] G. I. Meijer, “Cooling Energy-Hungry Data Centers,” *Science*, vol. 328, pp. 318–319, Apr. 2010. [11](#)
- [41] K. Kant, “Data center evolution : A tutorial on state of the art, issues, and challenges,” *Computer Networks*, vol. 53, pp. 2939–2965, Dec. 2009. [11](#)
- [42] M. Duminil and J.-P. Domblides, “Théorie des machines frigorifiques - Machine à compression mécanique. Cycles monoétagés | Techniques de l’Ingénieur BE9731,” Apr. 2012. [11](#), [12](#)
- [43] K.-P. Lee and H.-L. Chen, “Analysis of energy saving potential of air-side free cooling for data centers in worldwide climate zones,” *Energy and Buildings*, vol. 64, pp. 103–112, Sept. 2013. [12](#)
- [44] T. Lu, X. Lü, M. Remes, and M. Viljanen, “Investigation of air management and energy performance in a data center in Finland : Case study,” *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 3360–3372, Dec. 2011. [12](#)
- [45] E. Oró, V. Depoorter, N. Pflugradt, and J. Salom, “Overview of direct air free cooling and thermal energy storage potential energy savings in data centres,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 85, pp. 100–110, June 2015. [12](#)
- [46] J. Kim, M. Ruggiero, and D. Atienza, “Free cooling-aware dynamic power management for green datacenters,” in *2012 International Conference on High Performance Computing and Simulation (HPCS)*, pp. 140–146, July 2012. [13](#)

- [47] Y. Udagawa, S. Waragai, M. Yanagi, and W. Fukumitsu, "Study on free cooling systems for data centers in Japan," in *Telecommunications Energy Conference (INTELEC), 32nd International*, pp. 1–5, June 2010. [13](#)
- [48] D. Christy Sujatha and S. Abimannan, "Energy Efficient Free Cooling System for Data Centers," in *2011 IEEE Third International Conference on Cloud Computing Technology and Science (CloudCom)*, pp. 646–651, Nov. 2011. [13](#)
- [49] S. Le Masson, J. Gautier, and D. Nortershauser, "Simplified Air-conditioning for telecommunication switches," in *Telecommunications Energy Conference, 2006. INTELEC '06. 28th Annual International*, pp. 1–5, 2006. [13](#)
- [50] A. Qouneh, C. Li, and T. Li, "A quantitative analysis of cooling power in container-based data centers," in *2011 IEEE International Symposium on Workload Characterization (IISWC)*, pp. 61–71, Nov. 2011. [14](#)
- [51] J.-J. Hu, H.-C. Li, and H.-M. Tai, "Thermal distribution monitoring of the container data center by a fast infrared image fusion technique," *Computers & Mathematics with Applications*, vol. 64, pp. 1484–1494, Sept. 2012. [14](#)
- [52] H. Endo, H. Kodama, H. Fukuda, T. Sugimoto, T. Horie, and M. Kondo, "Effect of climatic conditions on energy consumption in direct fresh-air container data centers," *Sustainable Computing : Informatics and Systems*, vol. 6, pp. 17–25, June 2015. [14](#)
- [53] S. Le Masson, D. Nortershauser, B. Deddy, and P. Glouannec, "Thermal model for data centre cooling," in *Telecommunications Energy Conference (INTELEC), 2011 IEEE 33rd International*, pp. 1–6, 2011. [14](#)
- [54] D. Nortershauser, S. Le Masson, and J. Gautier, "Exothermal Building," Apr. 2011. [15](#)
- [55] J. Taine, J.-P. Petit, and R. Séméria, *Transferts thermiques : mécanique des fluides anisothermes : cours et données de base*. Dunod Paris, 1995. [16](#), [58](#), [82](#), [83](#)
- [56] ASHRAE, "Design considerations for datacom equipment centers," *American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc*, 2005. [16](#)
- [57] A. Degiovanni, "Transmission de l'énergie thermique conduction," *Techniques de l'ingénieur Transferts thermiques*, vol. base documentaire : TIB214DUO., no. ref. article : be8200, 2015. fre. [17](#)
- [58] J. Padet, "Convection thermique et massique principes généraux," *Techniques de l'ingénieur Transferts thermiques*, vol. base documentaire : TIB214DUO., no. ref. article : be8205, 2015. fre. [18](#), [88](#)
- [59] J. Crabol, *Transfert de chaleur*. Masson, 1989. [18](#)
- [60] "Échangeurs de chaleur - Description | Techniques de l'Ingénieur BE9516," Jan. 2014. [19](#)
- [61] R. Schmidt, R. C. Chu, M. Ellsworth, M. Iyengar, D. Porter, V. Kamath, and B. Lehman, "Maintaining Datacom Rack Inlet Air Temperatures With Water Cooled Heat Exchanger," pp. 663–673, Jan. 2005. [20](#)
- [62] R. Udakeri, V. Mulay, and D. Agonafer, "Comparison of Overhead Supply and Underfloor Supply with Rear Heat Exchanger in High Density Data Center Clusters," in *Twenty-fourth Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2008. Semi-Therm 2008*, pp. 165–172, Mar. 2008. [20](#)
- [63] M. Ellsworth, L. Campbell, R. Simons, and R. Iyengar, "The evolution of water cooling for IBM large server systems : Back to the future," in *11th Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2008. ITherm 2008*, pp. 266–274, May 2008. [20](#)

- [64] M. Iyengar, M. David, P. Parida, V. Kamath, B. Kochuparambil, D. Graybill, M. Schultz, M. Gaynes, R. Simons, R. Schmidt, and T. Chainer, "Server liquid cooling with chiller-less data center design to enable significant energy savings," in *2012 28th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, pp. 212–223, Mar. 2012. [20](#), [21](#)
- [65] G. Goth, A. Arvelo, J. Eagle, M. Ellsworth, K. Marston, A. Sinha, and J. Zitz, "Thermal and mechanical analysis and design of the IBM Power 775 water cooled supercomputing central electronics complex," in *2012 13th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, pp. 700–709, May 2012. [20](#), [21](#)
- [66] S. Zimmermann, I. Meijer, M. K. Tiwari, S. Paredes, B. Michel, and D. Poulikakos, "Aquasar : A hot water cooled data center with direct energy reuse," *Energy*, vol. 43, pp. 237–245, July 2012. [21](#), [27](#)
- [67] "Green Revolution Cooling." www.grcooling.com. Consulté le 27/03/2014. [21](#)
- [68] R. Eiland, J. Fernandes, M. Vallejo, D. Agonafer, and V. Mulay, "Flow Rate and inlet temperature considerations for direct immersion of a single server in mineral oil," in *2014 IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, pp. 706–714, May 2014. [21](#), [81](#)
- [69] A. M. Haywood, J. Sherbeck, P. Phelan, G. Varsamopoulos, and S. K. S. Gupta, "The relationship among CPU utilization, temperature, and thermal power for waste heat utilization," *Energy Conversion and Management*, vol. 95, pp. 297–303, May 2015. [21](#), [22](#), [81](#)
- [70] "Systèmes diphasiques de contrôle thermique - Thermosiphons et caloducs | Techniques de l'Ingénieur BE9545," Oct. 2010. [23](#)
- [71] G. Xu, "Evaluation of a Liquid Cooling Concept for High Power Processors," in *Twenty Third Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2007. SEMI-THERM 2007*, pp. 190–195, Mar. 2007. [23](#)
- [72] M. H. A. Elnaggar, M. Z. Abdullah, and M. Abdul Mujeebu, "Characterization of working fluid in vertically mounted finned U-shape twin heat pipe for electronic cooling," *Energy Conversion and Management*, vol. 62, pp. 31–39, Oct. 2012. [23](#), [24](#)
- [73] J.-C. Wang, "L-type heat pipes application in electronic cooling system," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 97–105, Jan. 2011. [23](#), [24](#)
- [74] Z. Wang, X. Zhang, Z. Li, and M. Luo, "Analysis on energy efficiency of an integrated heat pipe system in data centers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 90, pp. 937–944, Nov. 2015. [24](#)
- [75] "Systèmes diphasiques de contrôle thermique - Boucles capillaires et gravitaires | Techniques de l'Ingénieur BE9546," Jan. 2011. [24](#), [25](#)
- [76] B. Mecheri, *Refroidissement d'une armoire de Télécommunication avec Bouche Diphasique Thermosyphon*. Mémoire de doctorat, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, Feb. 2011. [25](#)
- [77] A. Samba, H. Louahli-Gualous, S. Le Masson, and D. Nörterhäuser, "Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 1351–1360, Jan. 2013. [25](#)
- [78] H. Tian, Z. He, and Z. Li, "A combined cooling solution for high heat density data centers using multi-stage heat pipe loops," *Energy and Buildings*, vol. 94, pp. 177–188, May 2015. [25](#)

- [79] M. A. Chernysheva, S. I. Yushakova, and Y. F. Maydanik, "Copper-water loop heat pipes for energy-efficient cooling systems of supercomputers," *Energy*, vol. 69, pp. 534–542, May 2014. [25](#), [26](#)
- [80] R. J. McGlen, R. Jachuck, and S. Lin, "Integrated thermal management techniques for high power electronic devices," *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 1143–1156, June 2004. [26](#)
- [81] J.-P. Petit, "Dissipation thermique dans les systèmes électroniques | Techniques de l'Ingénieur E3952," Feb. 2001. [26](#)
- [82] C. Barnes and P. Tuma, "Practical considerations relating to immersion cooling of power electronics in traction systems," in *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009. VPPC '09*, pp. 614–621, Sept. 2009. [27](#)
- [83] P. Tuma, "The merits of open bath immersion cooling of datacom equipment," in *26th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2010. SEMI-THERM 2010*, pp. 123–131, Feb. 2010. [27](#)
- [84] J. Gess, S. Bhavnani, B. Ramakrishnan, R. Johnson, D. Harris, R. Knight, M. Hamilton, and C. Ellis, "Impact of surface enhancements upon boiling heat transfer in a liquid immersion cooled high performance small form factor server model," in *2014 IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, pp. 435–443, May 2014. [27](#)
- [85] P. Hopton and J. Summers, "Enclosed liquid natural convection as a means of transferring heat from microelectronics to cold plates," in *2013 29th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*, pp. 60–64, Mar. 2013. [27](#)
- [86] Y. Q. Chi, J. Summers, P. Hopton, K. Deakin, A. Real, N. Kapur, and H. Thompson, "Case study of a data centre using enclosed, immersed, direct liquid-cooled servers," in *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM), 2014 30th Annual*, pp. 164–173, Mar. 2014. [27](#)
- [87] P. Warrier, A. Sathyanarayana, D. V. Patil, S. France, Y. Joshi, and A. S. Teja, "Novel heat transfer fluids for direct immersion phase change cooling of electronic systems," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 3379–3385, June 2012. [27](#)
- [88] K. Ebrahimi, G. F. Jones, and A. S. Fleischer, "A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 31, pp. 622–638, Mar. 2014. [27](#), [28](#)
- [89] S. Zimmermann, M. K. Tiwari, I. Meijer, S. Paredes, B. Michel, and D. Poulikakos, "Hot water cooled electronics : Exergy analysis and waste heat reuse feasibility," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 6391–6399, Nov. 2012. [28](#)
- [90] T. Brunschweiler, B. Smith, E. Ruetsche, and B. Michel, "Toward zero-emission data centers through direct reuse of thermal energy," *IBM Journal of Research and Development*, vol. 53, pp. 11 :1–11 :13, May 2009. [28](#)
- [91] J. Zachary Woodruff, P. Brenner, A. P. C. Buccellato, and D. B. Go, "Environmentally opportunistic computing : A distributed waste heat reutilization approach to energy-efficient buildings and data centers," *Energy and Buildings*, vol. 69, pp. 41–50, Feb. 2014. [28](#)
- [92] J.-M. Rodriguez, "Rackmount rear door heat exchanger," Feb. 2014. U.S. Classification 165/80.2, 165/101, 361/679.49, 165/100, 361/724; International Classification G06F1/20, F28F27/02, H05K5/00, F28F7/00; Cooperative Classification H05K7/20609, H05K7/20754, H05K7/20781. [30](#)

- [93] D. J. Delia and W. M. Delia, "Implementing a front door air to water heat exchanger," Oct. 2013. U.S. Classification 165/11.1, 165/104.33; International Classification F28D15/00, B60H1/00; Cooperative Classification H05K7/20781, G05D23/1931. [30](#)
- [94] A. Claassen, E. A. Eckberg, D. J. Hansen, V. Kamath, M. K. Iyengar, H. V. M. Jr, M. S. Miller, and S. P. Mroz, "Rack with integrated rear-door heat exchanger," Feb. 2010. U.S. Classification 361/696, 361/695, 454/184, 165/80.4; International Classification H05K7/20; Cooperative Classification H05K7/2079, G06F2200/201, H05K7/20736, G06F1/20, Y10T29/49826; European Classification G06F1/20, H05K7/20S20D, H05K7/20S10C. [30](#)
- [95] D. Azevedo, J. Cooley, M. Patterson, and M. Blackburn, "Data Center Efficiency Metrics : mPUE, Partial PUE, ERE, DCcE," tech. rep., GreenGrid, Tech. Rep, 2011. [44](#)
- [96] S.-W. Ham, M.-H. Kim, B.-N. Choi, and J.-W. Jeong, "Simplified server model to simulate data center cooling energy consumption," *Energy and Buildings*, vol. 86, pp. 328–339, Jan. 2015. [45](#)
- [97] T. Gao, M. David, J. Geer, R. Schmidt, and B. Sammakia, "Experimental and numerical dynamic investigation of an energy efficient liquid cooled chiller-less data center test facility," *Energy and Buildings*, vol. 91, pp. 83–96, Mar. 2015. [45](#)
- [98] T. Gao, B. Murray, and B. Sammakia, "Analysis of transient and hysteresis behavior of cross-flow heat exchangers under variable fluid mass flow rate for data center cooling applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 84, pp. 15–26, June 2015. [45](#)
- [99] W. Tang, Q. Wu, and Z. Richardson, "Equivalent heat circuit based power transformer thermal model," *Electric Power Applications, IEE Proceedings*, vol. 149, pp. 87–92, Mar. 2002. [45](#)
- [100] W. F. Ames, *Numerical Methods for Partial Differential Equations*. Academic Press, June 2014. [47](#)
- [101] J. V. Beck and K. J. Arnold, *Parameter Estimation in Engineering and Science*. James Beck, 1977. [48](#)
- [102] R. H. Byrd, J. C. Gilbert, and J. Nocedal, "A trust region method based on interior point techniques for nonlinear programming," *Mathematical Programming*, vol. 89, pp. 149–185, Nov. 2000. [48](#)
- [103] S. B. Branton, "Liquid cooling system for a server," June 2014. U.S. Classification 361/679.53, 361/697, 361/696, 165/80.4, 361/699, 361/698; International Classification H05K7/20; Cooperative Classification H05K7/20781, H05K7/20754, H05K7/20763. [58](#)
- [104] G. Upadhyaya, M. Munch, N. Chow, P. Tsao, D. E. Werner, M. McMaster, F. Landry, I. Spearing, and T. Schrader, "Liquid cooling loops for server applications," Oct. 2009. U.S. Classification 361/699, 361/704, 174/15.1, 361/695, 165/104.33, 165/80.4, 361/727; International Classification H05K7/20; Cooperative Classification H05K7/20727, H05K7/20781, H05K7/20772, H01L2924/0002; European Classification H05K7/20S20C, H05K7/20S10B, H05K7/20S20B. [58](#)
- [105] R. Chu, M. Ellsworth, R. Schmidt, and R. Simons, "Composite cold plate assembly," June 2005. U.S. Classification 361/699, 361/689, 257/E23.098; International Classification H05K7/20, H01L23/473; Cooperative Classification H01L23/473, H01L2224/16, H01L2224/73253; European Classification H01L23/473. [58](#)
- [106] S. Mahajan, D. Robalino, and V. Sivan, "Thermal Modeling of an Inverted-Type Oil-Immersed Current Transformer," *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 25, pp. 2511–2518, Oct. 2010. [81](#)

-
- [107] N. Shiro, “Memories of my research on boiling,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, pp. 955–957, July 1984. [88](#)
- [108] M. S. El-Genk, “Immersion cooling nucleate boiling of high power computer chips,” *Energy Conversion and Management*, vol. 53, pp. 205–218, Jan. 2012. [88](#)
- [109] M. Lallemand, “Transferts en changement de phase Ébullition libre,” *Techniques de l'ingénieur Transferts thermiques*, vol. base documentaire : TIB214DUO., no. ref. article : be8235, 2015. fre. [88](#)
- [110] “3M Novec 649 Engineered Fluid,” 2009. multimedia.3m.com/mws/media/569865O/3mtm-novectm-649-engineered-fluid.pdf. Consulté le 01/01/2016. [111](#)